

DB

北京市地方标准

编号：DB11/ 687—2015

备案号：J10579-2014

公共建筑节能设计标准

Design Standard for Energy Efficiency Of Public Buildings

2015-04-30 发布

2015-11-01 实施

北京市规划委员会
北京市质量技术监督局

前 言

为实现国家节约能源和保护环境战略，落实北京市“十二五”时期建筑节能发展规划的目标，在执行《公共建筑节能设计标准》(DB11/687-2009)的基础上，按照北京市规划委员会和北京市质量技术监督局批准的工作计划，组成以北京市建筑设计研究院有限公司为主编的编制组，广泛调查研究和征求意见，总结工程经验，并经专家深入论证，对《公共建筑节能设计标准》进行了修编。

本标准在修订中提高了建筑节能设计和建筑围护结构热工性能要求的标准，加强了对供暖、通风和空调系统，给水排水系统和电气系统的节能设计要求。本标准还附有若干节能设计计算、节能判断文件等技术资料。

本标准中第 3.1.6 条、第 3.1.7 条、第 3.1.8 条、第 3.2.1 条、第 3.2.2 条、第 3.2.3 条、第 3.2.4 条、第 3.2.11 条、第 4.1.3 条、第 4.2.1 条、第 4.2.2 条、第 4.2.6 条、第 4.2.8 条、第 4.2.10 条、第 4.2.12 条、第 4.2.15 条、第 4.2.20 条、第 4.2.26 条、第 4.4.7 条、第 4.4.11 条、第 4.4.12 条、第 4.6.2 条、第 4.6.6 条、第 4.6.12 条、第 4.6.13 条、第 4.6.15 条、第 6.4.3 条为强制性条文，必须严格执行。

本标准由北京市规划委员会负责管理并组织实施，北京市建筑设计研究院有限公司负责具体解释，标准日常管理机构为北京市建筑设计标准化办公室。在实施过程中如发现需要修改和补充之处，请将意见和有关资料寄送北京市建筑设计研究院有限公司绿色建筑研究所（通讯地址：北京市西城区南礼士路 62 号，联系电话：88042132）。

本标准主编单位：北京市建筑设计研究院有限公司

本标准参编单位：清华大学建筑学院建筑技术科学系

中国建筑科学研究院

北京节能环保中心

北京米兰之窗节能建材有限公司

北京天易幕墙工程有限公司

北京西飞世纪门窗幕墙工程有限责任公司

江河创建集团股份有限公司

北京建筑技术发展有限责任公司

欧文斯科宁投资有限公司

山东华建铝业集团有限公司

北京建筑五金门窗幕墙行业协会

特灵空调系统（中国）有限公司

大金（中国）投资有限公司

克莱门特捷联（上海）有限公司

本标准主要起草人：孙敏生 万水娥 夏祖宏 贺克瑾 周 辉 燕 达 毕晓红

吴晓海 王 玮 朱丹丹 张 琦 刘 畅 王 萌 黎 芹

佟立志 潘 福 何庚中 杨嘉喜 韩维池 冯 蕾 罗淑湘

田 晖 程 浩 邓贵智 冯倩莹 张 宇 王付立 王 勇

本标准主要审查人员：（以姓氏拼音为序）

蔡敬琅 曹 越 郭汝艳 郎四维 刘月莉 唐 琼 王素英

目 录

1	总则	7
2	术语	7
3	建筑节能与建筑热工设计	9
3.1	建筑节能设计	9
3.2	围护结构热工设计	11
3.3	围护结构热工性能节能判断	15
4	供暖、通风和空气调节节能设计	16
4.1	一般规定	16
4.2	热源和冷源	18
4.3	供暖、空调冷热水输配系统	24
4.4	空气处理和输送系统	26
4.5	末端装置	30
4.6	监控和计量	30
4.7	空调系统节能判断	32
5	给水排水节能设计	33
5.1	一般规定	33
5.2	给水排水	33
5.3	生活热水	34
6	电气节能设计	35
6.1	一般规定	35
6.2	供配电系统	35
6.3	照明系统	36
6.4	电能监测与计量	37
附录 A	建筑专业设计计算资料	39

A.1	面积、体积的计算和朝向的确定.....	39
A.2	外墙和屋面平均传热系数的计算.....	41
A.3	建筑外遮阳系数简化计算方法.....	44
附录 B	建筑专业节能判断	47
B.1	建筑专业节能判断文件.....	47
B.2	建筑热工性能直接判定表和计算表.....	49
B.3	甲类建筑热工性能权衡判断.....	53
附录 C	机电专业设计计算资料	60
C.1	冷源系统综合性能系数计算	60
C.2	冷却塔供冷设计计算	61
C.3	空气能量回收装置冬季防结露校核计算	64
C.4	管道绝热层最小厚度和最小热阻	65
C.5	照明节能设计计算	67
附录 D	机电专业节能判断	71
D.1	机电专业节能判断文件	71
D.2	暖通专业节能直接判定表和计算表	72
D.3	空调系统权衡判断计算输出报告	82
D.4	电气专业节能设计判定表	89
本标准用词说明		92

Contents

1	General provisions	7
2	Terms	7
3	Building energy efficiency and envelope thermal design	9
3.1	Building energy efficiency design	9
3.2	Building envelope thermal design.....	11
3.3	Energy efficiency analysis of building envelope thermal performance.....	15
4	Energy efficiency design of heating, ventilation and air conditioning system	16
4.2	Heating and cooling source.....	18
4.3	Distribution system of hot and chilled water	24
4.4	Air handling and distribution system	26
4.5	Terminal system	29
4.6	Monitor, control and metering	30
4.7	Energy efficiency evaluation for air conditioning system	32
5	Energy efficiency design of water supply and drainage system	33
5.1	General requirement.....	33
5.2	Water supply and drainage.....	33
5.3	Domestic hot water	34
6	Energy efficiency design of electric system.....	35
6.1	General requirement.....	35
6.2	Power supply and distribution system	35
6.3	Lighting system.....	36
6.4	Electric power supervision and metering.....	37
Appendix A	Calculation for building design.....	39
A.1	Calculation of building area and volume & determination of orientation	39
A.2	Calculation of average heat transfer coefficient of wall and roof.....	41
A.3	Simplified calculation method for shading coefficient	44

Appendix B	Analysis of building energy efficiency	47
B.1	Instruction for building energy efficiency evaluation	47
B.2	Direct calculation table for building envelope thermal performance	48
B.3	Trade-off analysis of building(Class A) envelope thermal performance.....	53
Appendix C	Calculation resources for electric, heating,ventilation and air conditioning system.....	59
C.1	Calculation of coefficient of performance for cooling system.....	59
C.2	Calculation of cooling supply by cooling tower system	61
C.3	Checking calculation of condensation prevention for energy recovery equipment in winter	64
C.4	Minimum thickness and minimum thermal resistance for pipe insulation	65
C.5	Design calculation of energy efficiency in lighting system	67
Appendix D	Analysis of energy efficiency for electric, heating, ventilation and air conditioning system.....	71
D.1	Instruction for energy efficiency evaluation of electric, heating, ventilation and air conditioning system	71
D.2	Direct calculation table for heating, ventilation and air conditioning system.....	72
D.3	Calculation report of trade-off analysis for air conditioning system	82
D.4	Decision table of energy efficiency design for electric system.....	89
Explanation of wording in this standard.....		91

1 总则

1.0.1 为了贯彻国家节约能源、有效保护环境、减少温室气体排放、进一步实现节能减排的政策，根据北京地区的现实条件，提高能源利用率，降低建筑能耗，在北京市《公共建筑节能设计标准》**DB11/687-2009**的基础上，修订制定本标准。

1.0.2 本标准适用于北京地区新建、扩建和改建的公共建筑的节能设计。以下情况的建筑应按下列原则确定本标准对其的适用条件：

1 使用年限在 **5** 年以下的临时建筑可不强制执行本标准。

2 工厂区内独立的办公建筑、生活配套建筑等应按本标准执行。

3 附建在工业厂房的办公用房等非工业部分，如果其面积占整个建筑面积的比例大于等于 **30%**，且面积大于等于 **1000 m²**，非工业部分应执行本标准；如果非工业部分占整个建筑面积的比例小于 **30%**，或面积小于 **1000 m²**，可不执行本标准。

4 公共建筑中的居住部分，如果其面积占整个建筑面积的比例大于等于 **10%**，且面积大于等于 **1000 m²**，居住部分应执行现行北京市地方标准《居住建筑节能设计标准》**DB11/891**，公共部分应执行本标准；如果公共建筑中的居住部分面积占整个建筑面积的比例小于 **10%**，或面积小于 **1000 m²**，应全部执行本标准。

5 用于企业研发和软件开发等的建筑物应执行本标准。

1.0.3 下列建筑可部分执行本标准：

1 不设置供暖空调设施的建筑，应执行本标准除第**3**章和第**4**章之外的各项规定；只有局部房间供暖或空调时，仅要求供暖或空调房间所在的局部区域应全部执行本标准。

2 以下建筑，应执行本标准除第**3**章关于建筑和建筑热工设计之外的各项规定：

1) 独立建造的变（配）电站、锅炉房、制冷站、泵站等动力站房；

2) 电子信息系统机房。

1.0.4 公共建筑的节能设计应根据北京市的气候特征，在保证室内环境质量的前提下，根据本标准的各项规定，通过以下途径降低建筑物能耗：

1 优化建筑设计，改善围护结构热工性能，降低建筑物供暖、空调负荷；

2 通过供暖、通风、空调系统的节能设计，降低冷热源系统和能量输配系统的能耗；

3 通过给水排水和电气系统的节能设计，降低建筑物给水排水、照明和电气系统的能耗。

1.0.5 施工图设计文件应分专业写明工程项目采取的节能措施，并宜包括节能运行的基本要求。

1.0.6 公共建筑的节能设计，除应执行本标准外，尚应执行国家和北京市现行有关政策法规和标准的相关规定。

2 术语

2.0.1 建筑体形系数 (**S**) **shape factor**

与室外空气直接接触的建筑外表面积 ΣF 与其所包围的体积 V_0 的比值。

2.0.2 单一立面窗墙面积比 (M_1) single facade window to wall ratio

为建筑物某单一立面的透光部位和非透光外门的洞口面积，与该立面总面积之比。

2.0.3 总窗墙面积比 (M_{LZ}) total window to wall ratio

为建筑物各立面透光部位和非透光外门洞口总面积之和，与各立面总面积之和的比值。

2.0.4 透光部位 transparent part

可见光可直接透射入室内的外围护结构，包括窗户、天窗（采光顶）、玻璃外门、透光幕墙等的透光材料及边框。

2.0.5 可见光透射比 visible transmittance

透过透光材料的可见光光通量与投射在其表面上的可见光光通量之比。

2.0.6 太阳得热系数 (SHGC) solar heat gain coefficient

又称太阳光总透射比 (total solar energy transmittance)。是指通过建筑物透光部位成为室内得热量的太阳辐射部分，与投射到建筑物透光部位的太阳辐射照度的比值。室内得热量的太阳辐射部分，包括太阳辐射通过辐射透射的得热量和太阳辐射被构件吸收再传入室内的得热量两部分。

2.0.7 遮阳系数 (SC) shading coefficient

实际透过建筑物透光部位及其遮阳设施的太阳辐射得热量，与相同条件下透进相同面积的标准玻璃（3mm 厚的透光玻璃）的太阳辐射得热量的比值。

2.0.8 周边地面 surrounding ground

室内与土壤直接接触的距外墙内表面2m以内的首层地面；当有地下室时，周边地面范围从地下室外墙与土壤接触处向下算起，当与土壤接触的外墙高度超过2m时，接触土壤的地下室地面为非周边地面。

2.0.9 围护结构热工性能权衡判断 building envelope trade-off option

当建筑设计不能完全满足规定的围护结构热工设计要求时，计算并比较所设计建筑和参照建筑的全年供暖和空调能耗，判定围护结构的总体热工性能是否符合节能设计要求。

2.0.10 参照建筑 reference building

进行围护结构热工性能权衡判断时，作为计算满足标准要求的全年供暖和空调能耗用的基准建筑。

2.0.11 冷源系统综合性能系数 (SCOP) coefficient of performance for cooling

冷却塔散热的水冷式制冷系统，在制冷机名义工况、冷却水泵和冷却塔设计工况下，制冷量与制冷机、冷却水泵和冷却塔的输入能量之比。

2.0.12 集中供暖系统耗电输热比 (EHR-h) electricity consumption to transferred heat

quantity ratio in district heating system

设计工况下，集中供暖系统循环水泵总功耗（kW）与设计热负荷（kW）的比值。

2.0.13 空调冷热水系统耗电输冷（热）比（EC(H)R-a) electricity consumption to transferred cooling (heat) quantity ratio in air conditioning system

设计工况下，空调冷热水系统循环水泵总功耗（kW）与设计冷（热）负荷（kW）的比值。

2.0.14 空调系统节能权衡判断 trade-off analysis of energy efficiency in air

当空调系统设计不能完全满足规定的设计要求时，计算并比较所设计建筑的空调供暖冷热源系统和参照系统的全年综合能耗，判定空调系统是否符合节能设计要求。

2.0.15 参照系统 reference system

进行空调系统节能权衡判断时，作为计算满足标准要求的全年供暖空调冷热源系统能耗用的基准系统。

3 建筑节能与建筑热工设计

3.1 建筑节能设计

3.1.1 进行节能设计时，公共建筑应按表 3.1.1 进行分类。

表 3.1.1 公共建筑分类

建筑类别	建筑物类型
甲类	1 独栋建筑的地上部分面积 $A \geq 10000 \text{m}^2$ ，且全面设置空气调节设施的下列类型建筑： 1) 商业建筑（包括百货商场、综合商厦、购物中心、超市、家居卖场、专卖店等）， 2) 博览建筑（包括博物馆、展览馆、美术馆、纪念馆、科技馆、会展中心等）， 3) 交通建筑（包括铁路客运站、公路客运站、航空港等）， 4) 广播电视建筑； 2 观众座位 ≥ 5000 座的体育馆（包括综合体育馆、游泳馆、跳水馆和其他专项体育馆）； 3 观众座位 ≥ 1201 座的观演建筑（包括剧场、音乐厅、电影院、礼堂等）； 4 独栋建筑的地上部分面积 $A \geq 20$ 万 m^2 的大型综合体建筑。
乙类	除甲类和丙类建筑之外的所有建筑。
丙类	独栋建筑的地上部分面积 $A \leq 300 \text{m}^2$ 的建筑（不包括独栋建筑面积 $A \leq 300 \text{m}^2$ ，总建筑面积超过 1000m^2 的别墅型旅馆等建筑群）。

3.1.2 建筑总平面的规划布置、平面和立面设计，应有利于自然通风和冬季日照。

3.1.3 建筑的主朝向宜采用南北向或接近南北向，主要房间宜避开冬季最多频率风向（北向）和夏季最大日射朝向（西向）。

3.1.4 建筑设计应遵循被动节能措施优先的原则，充分利用自然采光、自然通风，结合围护结构的保温隔热和遮阳措施，降低建筑的用能需求。

3.1.5 建筑总平面布置和建筑物内部的平面设计，应合理确定冷热源和通风空调设备机房的位置。冷热源设备机房宜设置在负荷中心，通风空调设备机房位置宜尽可能缩短风系统的输送距离。

3.1.6 单栋建筑物的体形系数 S ，应符合下列规定：

- 1 建筑面积 $A \leq 800 \text{ m}^2$ 时， $S \leq 0.50$ ；
- 2 建筑面积 $A > 800 \text{ m}^2$ 时， $S \leq 0.40$ 。

3.1.7 甲、乙类建筑每个单一立面窗墙面积比 M_L 不应大于 0.75，丙类建筑的总窗墙面积比 M_{Lz} 不应大于 0.70。当甲类建筑 M_L 超过限值规定时，应进行围护结构热工性能权衡判断，权衡判断计算的最终结果必须符合本标准第 3.3.2 条规定的节能要求。

3.1.8 屋面透光部位的面积与屋面总面积的比值 M_w 不应大于 0.20。当甲类建筑不满足规定时，应进行围护结构热工性能权衡判断，权衡判断计算的最终结果必须符合本标准第 3.3.2 条规定的节能要求。

3.1.9 甲类和乙类建筑单一立面窗墙面积比 $M_L \geq 0.40$ 时，透光材料的可见光透射比不应小于 0.40； $M_L < 0.40$ 时，透光材料的可见光透射比不应小于 0.60。

3.1.10 建筑物自然通风设计应满足下列规定：

1 允许采用自然通风的建筑物，单一立面外窗（包括透光玻璃幕墙）开启扇的有效通风面积应符合下列规定：

1) 甲类和乙类建筑，每个单一立面透光部位应设可开启窗扇，其有效通风面积不应小于该立面外墙面积的 5%；

2) 丙类建筑可开启窗扇的有效通风面积不应小于所在立面窗面积的 30%；

3) 外窗开启扇的有效通风面积应按本标准第 A.1.6 条计算确定。

2 高度在 100m 以上的建筑，100m 以上部分外窗开启受限时，100m 以下部分应满足本条第 1 款的规定，100m 以上部分可采取其他的通风换气措施。

3 建筑中庭夏季宜充分利用自然通风降温。

4 具有外围护结构的体育馆比赛大厅等人员密集的高大空间，应具备全面使用自然通风的条件。

3.1.11 甲、乙类建筑应采取以下通风隔热措施：

1 东西向和屋面的透光部位应设置遮阳设施，宜采用活动外遮阳。

2 屋面宜采用架空通风屋面构造或绿化。

3 钢结构等轻体结构体系建筑，其外墙宜设置通风间层。

3.1.12 人员出入频繁的外门，应符合以下节能规定：

1 朝向为北、东、西的外门应设门斗、双层门或旋转门等减少冷风进入的设施。

2 高层建筑中人员出入频繁外门所在空间，不宜与垂直通道（楼、电梯间）直接连通。

3.1.13 建筑设计应优先利用自然采光。自然采光不能满足照明要求的场所，有条件时宜采用导光、反光装置等方式，将天然光引入室内，作为人工照明的补充。

3.1.14 人员长期停留房间的内表面可见光反射比宜满足表**3.1.14**的规定

表**3.1.4** 房间内表面可见光反射比

房间内表面位置	可见光反射比
顶棚	0.7~0.9
墙面	0.5~0.8
地面	0.3~0.5

3.1.15 选用的电梯、自动扶梯、自动人行步道应具备以下节能运行功能：

- 1** 两台及以上电梯集中排列时，应具备群控功能。
- 2** 电梯无外部召唤，且轿箱内一段时间无预置指令时，电梯应具备自动转为节能运行方式的功能。
- 3** 自动扶梯、自动人行步道宜具备空载时停运待机功能。

3.2 围护结构热工设计

3.2.1 甲类建筑围护结构的热工性能，不应大于表**3.2.1-1**和表**3.2.1-2**的限值规定，当不能满足时，应进行围护结构热工性能权衡判断，权衡判断计算的最终结果必须符合本标准第**3.3.2**条规定的节能要求。

表**3.2.1-1** 甲类建筑围护结构非透光部位传热系数限值

围护结构部位	传热系数 K[W/(m²·K)]							
	体形系数≤0.3				0.3<体形系数≤0.4			
	平均	主断面			平均	主断面		
屋面	0.45	一般屋面	有天窗或轻质屋面		0.40	一般屋面	有天窗或轻质屋面	
		0.41	0.38			0.36	0.33	
外墙（包括非透光玻璃幕墙）	0.50	构造 1	构造 2	构造 3	0.45	构造 1	构造 2	构造 3
		0.45	0.42	0.38		0.41	0.38	0.35
底面接触室外空气的架空或外挑楼板	0.50				0.45			
与供暖层相邻的非供暖地下室车库顶板	0.50				0.50			
供暖房间与有外围护结构非供暖房间或空间之间的隔墙	1.50				1.50			
变形缝（内保温）	0.60				0.60			
非透光外门	3.00				3.00			

注：外墙构造分类详见本标准表**A.2.3**。

表 3.2.1-2 甲类建筑围护结构透光部位传热系数和太阳得热系数限值

围护结构部位		体形系数 ≤ 0.3			$0.3 < \text{体形系数} \leq 0.4$		
		传热系数 K [W/(m ² ·K)]	得热系数 SHGC		传热系数 K [W/(m ² ·K)]	得热系数 SHGC	
			东、南、西	北		东、南、西	北
透光外门		3.0	—	—	3.0	—	—
单一立面透光部分	窗墙面积比 ≤ 0.20	3.0	—	—	2.7	—	—
	$0.20 < \text{窗墙面积比} \leq 0.30$	2.7	0.52	—	2.4	0.52	—
	$0.30 < \text{窗墙面积比} \leq 0.40$	2.4	0.48	—	2.2	0.48	—
	$0.40 < \text{窗墙面积比} \leq 0.50$	2.2	0.43	—	2.0	0.43	—
	$0.50 < \text{窗墙面积比} \leq 0.60$	2.0	0.40	—	1.8	0.40	—
	$0.60 < \text{窗墙面积比} \leq 0.70$	1.8	0.35	0.60	1.6	0.35	0.60
	$0.70 < \text{窗墙面积比} \leq 0.75$	1.6	0.35	0.60	1.4	0.35	0.60
屋面透光部位		2.0	0.35		2.0	0.30	

3.2.2 乙类建筑围护结构的热工性能, 不应大于表 3.2.2-1 和表 3.2.2-2 的限值规定。

表 3.2.2-1 乙类建筑围护结构非透光部位传热系数限值

围护结构部位	传热系数 K[W/(m ² ·K)]							
	体形系数≤0.3				0.3<体形系数≤0.5			
	平均	主断面			平均	主断面		
屋面	0.40	一般屋面	有天窗或轻质屋面		0.35	一般屋面	有天窗或轻质屋面	
		0.36	0.33			0.32	0.29	
外墙（包括非透光玻璃幕墙）	0.45	构造 1	构造 2	构造 3	0.40	构造 1	构造 2	构造 3
		0.41	0.38	0.35		0.35	0.33	0.31
底面接触室外空气的架空或外挑楼板	0.45				0.40			
与供暖层相邻的非供暖车库地下室顶板	0.50				0.50			
供暖房间和有外围护结构非供暖房间或空间之间的隔墙	1.50				1.50			
变形缝（内保温）	0.60				0.60			
非透光外门	3.00				3.00			

注: 外墙构造分类详见本标准表 A.2.3。

表 3.2.2-2 乙类建筑围护结构透光部位传热系数和得热系数限值

围护结构部位		体形系数 ≤ 0.3			$0.3 < \text{体形系数} \leq 0.5$		
		传热系数 K [W/(m ² ·K)]	得热系数 SHGC		传热系数 K [W/(m ² ·K)]	得热系数 SHGC	
			东、南、西	北		东、南、西	北

透光外门		3.0	—	—	3.0	—	—
其他 单一 立面 透光 部分	窗墙面积比 ≤ 0.20	2.7	—	—	2.4	—	—
	$0.20 < \text{窗墙面积比} \leq 0.30$	2.4	0.48	—	2.2	0.43	—
	$0.30 < \text{窗墙面积比} \leq 0.40$	2.2	0.43	—	2.0	0.40	—
	$0.40 < \text{窗墙面积比} \leq 0.50$	2.0	0.40	—	1.8	0.35	—
	$0.50 < \text{窗墙面积比} \leq 0.60$	1.8	0.35	—	1.6	0.35	—
	$0.60 < \text{窗墙面积比} \leq 0.70$	1.6	0.35	0.60	1.4	0.35	0.60
	$0.70 < \text{窗墙面积比} \leq 0.75$	1.4	0.35	0.60	1.3	0.35	0.60
屋面透光部位		2.0	0.35		2.0	0.30	

3.2.3 丙类建筑围护结构的热工性能不应大于表 3.2.3-1 和表 3.2.3-2 的限值规定。

表 3.2.3-1 丙类建筑围护结构非透光部位传热系数限值

围护结构部位	传热系数 K[W/(m ² ·K)]		
屋面	平均	主断面	
	0.55	一般屋面	有天窗或轻质屋面
		0.50	0.46
外墙（包括非透光玻璃幕墙）	0.60	0.50	
底面接触室外空气的架空或外挑楼板、	0.60		
供暖房间和有外围护结构的非供暖房间之间的楼板和地板	0.60		
供暖房间和有外围护结构的非供暖房间或空间之间的隔墙	1.50		
非透光外门	3.00		

表 3.2.3-2 丙类建筑围护结构透光部位传热系数和得热系数限值

围护结构部位	传热系数 $K[W/(m^2 \cdot K)]$	得热系数 SHGC
透光外门	3.0	—
立面其他透光部位	2.4	—
屋面透光部位	2.2	0.44

3.2.4 甲类和乙类建筑的周边地面和供暖地下室与土壤接触外墙的保温材料层热阻不应小于 $0.60 [m^2 \cdot K/W]$ 。

3.2.5 建筑围护结构热工性能参数的确定应符合下列规定：

1 进行建筑物围护结构冷热负荷和能耗计算时，外墙和屋面的传热系数 K ，应采用包括该围护结构的主体断面（简称主断面）和结构性热桥在内的平均传热系数，应按本标准附录 A.2 计算确定；当建筑物围护结构采用的构造形式与表 A.2.3 一致时，平均传热系数限值及对应的主断面传热系数限值应按本标准表 3.2.1-1、表 3.2.2-1 和表 3.2.3-1 确定。

2 透光部位的传热系数 K 应按现行国家标准《民用建筑热工设计规范》GB50176 的规定计算确定。

3 当透光部位设置活动外遮阳或中间遮阳装置时，可认定透光部位的太阳得热系数 SHGC 符合本标准表 3.2.1-2、表 3.2.2-2 和表 3.2.3-2 的限值规定。

4 当存在固定外遮阳构件时，透光部位的 SHGC 应按下列公式计算：

$$SHGC = SHGC_c \cdot SD = 0.87 SC_c \cdot SD \quad (3.2.5)$$

式中 $SHGC$ ——透光部位的太阳得热系数；

$SHGC_c$ ——外窗等透光部位本身的太阳得热系数；

SD ——外遮阳装置的遮阳系数，按现行国家标准《建筑热工设计规范》GB50176的规定计算确定，也可按附录 A.3 的简化计算方法确定。

SC_c ——外窗等透光部位本身的遮阳系数，应按现行国家标准《民用建筑热工设计规范》GB50176 的规定计算确定。

0.87 ——遮阳系数和太阳得热系数的换算系数。

3.2.6 建筑物围护结构透光部位的气密性能，应符合以下规定：

1 外窗的气密性能应符合现行国家标准《建筑外门窗气密、水密、抗风压性能分级及检测方法》GB/T7106-2008 的规定，50 米及以下的建筑不应低于 6 级，50 米以上的建筑不应低于 7 级；

2 透光幕墙的气密性能不应低于现行国家标准《建筑幕墙》GB/T21086-2007 中规定的 3 级。

3.2.7 外墙宜采用外保温构造。采用其他保温体系时，应采取可靠的保温或阻断热桥的措施及防潮措施。

3.2.8 围护结构的下列部位应进行详细构造设计：

1 外保温时，外墙和屋面宜减少出挑构件、附墙部件和屋面突出物，出挑构件及女儿墙等热桥部位保温层应连续。

2 外围护结构中的热桥部位均应采取保温措施，且热桥部位的热阻与主断面热阻的比值不应小于 0.60（不包括窗口部位）。

3 采用玻璃幕墙时，非透明部分的主断面传热系数应满足本标准表 3.2.1-1 或表 3.2.2-1 规定的外墙限值；幕墙与主体结构的连接应采取断热措施。

4 非透光幕墙当装饰层与保温层之间有空气层时，应在保温层室外侧采取防水、透气措施。

5 变形缝应采取以下保温措施之一：

1) 沿变形缝外侧的垂直面高度方向和水平面水平方向填充保温材料，向缝内填充深度均不小于 300mm，且保温材料导热系数不大于 $0.045W/(m \cdot K)$ ；

2) 在变形缝两侧墙做内保温，每一侧的保温材料热阻不小于本标准表 3.2.1-1、表 3.2.2-1 规定的限值。

3.2.9 外门窗安装应符合下列规定

1 外窗的安装位置宜靠近保温层的位置，否则外窗（外门）口外侧或内侧四周墙面应进行保温处理。

2 外窗安装宜采用具有保温性能的附框。

3 外门、窗框或附框与墙体之间应采取防水保温措施。

3.2.10 当外墙、屋面采用多层复合围护结构时，应按以下规定采取防止保温材料受潮的措施：

1 根据建筑功能和使用条件，合理选择保温材料品种和设置材料层位置。

2 当保温层或多孔墙体材料外侧存在密实材料层时，应进行内部冷凝受潮验算，必要时采取隔气措施。

3 屋面防水层下设置的保温层为多孔或纤维材料时，应采取排气或隔潮措施。

3.2.11 当甲类和乙类建筑入口大堂等高大空间采用全玻璃幕墙时，应符合下列规定：

1 全玻璃幕墙中不满足本标准传热系数限值的非中空玻璃的面积，不应超过同一立面透光面积的15%。

2 同一立面中，除外门之外的透光面积加权计算的平均传热系数，应满足本标准第3.2.1条或第3.2.2条的规定。

3 按照本标准第3.3节的规定进行围护结构热工性能权衡判断的甲类建筑，同一立面中，除外门之外的透光面积加权计算的平均传热系数，应不大于权衡判断确定的透光部分传热系数。

3.3 围护结构热工性能节能判断

3.3.1 当建筑和建筑热工设计满足本标准第3章的强制性条文的各项规定时，应填写和提交附录B.2的直接判定文件进行节能判断。当甲类建筑围护结构的设计不满足本标准第3.1.7条、第3.1.8条和第3.2.1条的规定时，应通过围护结构热工性能权衡判断计算，判定建筑设计是否符合本标准规定的节能要求。

3.3.2 围护结构热工性能权衡判断计算应采用参照建筑对比法，按下列步骤进行：

1 采用统一的供暖、空调系统，计算设计建筑和参照建筑全年逐时冷负荷和热负荷，分别得到设计建筑和参照建筑全年累计耗冷量 Q_c 和全年累计耗热量 Q_h 。

2 采用统一的冷热源系统，计算设计建筑和参照建筑的全年累计能源消耗量，同时将各类型能源消耗量统一折算成等价能耗数值，得到所设计建筑暖通空调全年累计综合能耗 $E_{\text{设}}$ 和参照建筑暖通空调全年累计综合能耗 $E_{\text{参}}$ 。

3 进行暖通空调综合能耗值对比：

1) $E_{\text{设}}/E_{\text{参}} \leq 1$ 时，判定为符合节能要求；

2) $E_{\text{设}}/E_{\text{参}} > 1$ 时，判定为不符合节能要求，并应调整建筑热工参数重新计算，直至符合节能要求为止。

3.3.3 甲类建筑进行权衡判断时，设计建筑的围护结构传热系数调整后的数值不应超过表3.3.3的最大值规定。

表 3.3.3 设计建筑围护结构传热系数的最大值

围护结构部位		传热系数最大值 $K[W/(m^2 \cdot K)]$			
非透光 部位	外墙	平均	主断面		
		0.60	构造 1	构造 2	构造 3
			0.55	0.50	0.46
	屋面	0.55	一般		有天窗
			0.50		0.46

	底面接触室外空气的架空或外挑 楼板、与供暖层相邻的非供暖地下 室车库顶板		0.6
	供暖房间与有外围护结构非供暖 房间之间的隔墙		1.5
	变形缝（内保温）		0.6
透光 部位	单一 立面	窗墙面积比<0.4	3.0
		0.40≤窗墙面积比<0.75	2.7
	屋面		2.2
外门			3.0

3.3.4 参照建筑的形状、大小、朝向、内部的空间划分和使用功能应与所设计建筑完全一致，透光部位的面积比例和围护结构的热工性能参数取值应符合下列规定：

- 1** 所设计建筑单一立面窗墙面积比 $M_L > 0.75$ 时，参照建筑取 $M_L = 0.75$ 。
- 2** 所设计建筑屋面透光部位与屋面总面积之比 $M_w > 0.20$ 时，参照建筑取 $M_w = 0.20$ 。
- 3** 所设计建筑的 $M_L \leq 0.75$ ， $M_w \leq 0.20$ 时，参照建筑 M_L 和 M_w 取值与设计建筑一致。
- 4** 参照建筑外围护结构的热工性能参数应按本标准第3.2.1条的限值规定取值，其中透光部位的得热系数SHGC未作规定时，SHGC取值应与所设计建筑一致。

3.3.5 建筑围护结构热工性能权衡判断应采用经过鉴定的专用模拟计算软件，软件应符合本标准附录 B.3 的各项规定。

4 供暖、通风和空气调节节能设计

4.1 一般规定

4.1.1 供暖、空调的热源和冷源应根据建筑物规模、用途，建设地点的能源条件、结构、价格，以及国家和北京地区节能减排和环保政策的相关规定等，按下列原则通过综合论证确定：

- 1** 有可供利用的废热或工业余热的区域，热源宜采用废热或工业余热。当废热或工业余热的温度较高、经技术经济论证合理时，冷源宜采用吸收式冷水机组。
- 2** 在技术经济合理的情况下，冷热源宜利用地热能、太阳能、风能等可再生能源。当采用可再生能源受到气候等原因的限制无法保证时，应设置辅助冷热源。
- 3** 不具备本条第1、2款的条件，但有城市或区域热网时，集中式供暖空调系统的热源宜优先采用城市或区域热网。
- 4** 不具备本条第1、2款的条件，城市燃气供应充足，且建筑的电力负荷、热负荷和冷负荷能较好匹配，能充分发挥冷、热、电联产系统的能源综合利用效率并技术经济比较合理时，宜采用分布式燃气冷热电三联供系统。
- 5** 不具备本条第1、2、4款的条件，但城市电网夏季供电充足时，空调系统的冷源应优先采用电动压缩式机组。
- 6** 不具备本条第1~5款的条件，但城市燃气供应充足时，可采用燃气锅炉、燃气热水机

供热或燃气吸收式冷（温）水机组供冷、供热。

7 不具备本条第**1**~**6**款条件，且环保等允许时，可采用燃煤锅炉、燃油锅炉供热，蒸汽吸收式冷水机组或燃油吸收式冷（温）水机组供冷、供热。

8 全年进行空气调节，且各房间或区域负荷特性相差较大，需要长时间地向建筑物同时供热和供冷，经技术经济比较合理时，宜采用水环热泵空调系统供冷、供热。

9 执行分时电价、峰谷电价差较大，经技术经济比较，采用低谷电价能够明显起到对电网“削峰填谷”和节省运行费用时，宜采用蓄冷系统供冷。

10 经技术经济比较合理时，中、小型建筑可采用空气源热泵或土壤源地源热泵系统供冷、供热。

11 下列情况可采用地表水或地下水地源热泵系统供冷、供热：

- 1)** 有天然地表水等资源可供利用；
- 2)** 有可利用的浅层地下水时，应能保证**100%**回灌，并且应得到相关主管部门的批准。

12 具有多种能源且经技术经济比较合理时，可采用复合式能源供冷、供热。

4.1.2 公共建筑的供暖、通风、空调方式，应根据北京地区气候特点，建筑物的用途、规模、使用特点、负荷变化情况、参数要求等综合因素，通过技术经济综合分析确定。其选用原则应符合现行国家标准《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》**GB50736**的相关规定。

4.1.3 施工图设计阶段必须按下列规定进行供暖或空调系统的负荷计算：

- 1** 供暖系统，对每个供暖房间或区域进行冬季热负荷计算；
- 2** 集中空气调节系统，对每个空调房间或区域进行冬季热负荷和夏季逐时冷负荷计算。

4.1.4 下列参数应按现行国家标准《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》**GB50736** 及其他国家和北京市现行相关标准的规定执行。

- 1** 供暖、空调的室内空气设计参数；
- 2** 供暖、通风、空气调节的室外设计计算参数。

4.1.5 发热量较大、采用直流式机械通风（包括空气通过降温处理后的直流式通风）消除余热的房间或区域，夏季室内计算温度取值不宜过低，且应符合下列规定：

1 在保证机电设备正常工作的前提下，机电设备用房夏季室内计算温度取值不应低于室外通风计算温度。

2 厨房热加工间采用直流式空调送风的区域，夏季室内计算温度取值不宜低于室外通风计算温度。

4.1.6 采用局部性供暖或空调能满足供暖、空调区域的环境要求时，不应采用全室性供暖或空调。建筑空间高度大于或等于**10m**、且体积大于**10000m³**的高大空间，仅要求下部区域保持一定的温湿度时，宜采用分层空调。

4.1.7 管道绝热层厚度应按现行国家标准《设备及管道绝热设计导则》（**GB/T8175**）中的经济厚度和防表面结露厚度的方法计算，也可按本标准附录**C.4**确定。

4.2 热源和冷源

4.2.1 除符合本条第1、2、4款的情况之一外，不得采用电直接加热设备作为建筑物供暖、空调的主体热源；除符合本条第3、4款的情况之一外，不得采用电直接加热设备作为建筑物空气加湿的热源：

1 无集中供暖和燃气源，采用煤、油等燃料受到环保或消防严格限制，且无法采用热泵供暖的建筑。

2 以供冷为主、供暖负荷较小，当满足下列条件时，夜间可利用低谷电进行蓄热供暖：

- 1) 冬季电力供应充足；
- 2) 电锅炉的装机容量不超过夏季冷源用电（包括制冷机组和冷却水泵）的装机容量；
- 3) 电锅炉不在用电高峰和平段时间启用。

3 无加湿用蒸汽源，且冬季必须保证相对湿度要求的建筑。

4 利用可再生能源发电的建筑，且其发电量能够满足直接电热供暖和/或电加湿的用电量需求。

4.2.2 锅炉名义工况下热效率不应低于表4.2.2的限定值。

表 4.2.2 锅炉名义工况下热效率的限定值（%）

锅炉类型 及燃料种类		锅炉名义蒸发量 D (t/h) /名义热功率 Q (MW)					
		D<1/ Q<0.7	1≤D≤2/ 0.7≤Q≤1.4	2<D<6/ 1.4<Q<4.2	6≤D≤8/ 4.2≤Q≤4.6	8<D≤20/ 5.6<Q≤14	D>20/ Q>14
层状燃烧锅炉	Ⅲ类 烟煤	75	78	80		81	82
抛煤机链条炉排锅炉		--	--	--	82		83
流化床燃烧锅炉		--	--	--	84		
燃油燃气锅炉	重油	86		88			
	清油	88		90			
	燃气	88		90			

4.2.3 采用锅炉为热源设备时，除厨房、洗衣、高温消毒以及冬季空调加湿等必须采用蒸汽的热负荷外，其余热负荷应采用热水锅炉；当蒸汽热负荷在总热负荷中的比例大于**70%**，且总热负荷 $\leq 1.4\text{MW}$ 时，可采用蒸汽锅炉。

4.2.4 当采用空气源热泵机组作为冬季供暖设备时，机组在冬季设计工况下的运行性能系数COP不应低于下列数值：

- 1 冷热风机组： 1.80；
- 2 冷热水机组（不包括循环水泵）： 2.00。

4.2.5 选择水冷电动压缩式冷水机组机型时，宜按表4.2.5的制冷量范围，经过性能和价格综合比较后确定。

表4.2.5 水冷式冷水机组选型范围

单机名义工况制冷量 (kW)	冷水机组机型
≤ 116	涡旋式

116~500	螺杆式
500~1054	螺杆式、离心式（磁悬浮）
1054~1758	螺杆式、离心式
≥1758	离心式

4.2.6 电驱动蒸汽压缩循环冷水（热泵）机组名义工况制冷性能系数COP应符合下列规定：

- 1 单工况定频机组不应低于表4.2.6规定的限值；
- 2 水冷变频离心式冷水机组不应低于表4.2.6中限值的0.93倍；
- 3 水冷变频螺杆式冷水机组不应低于表4.2.6中数值的0.95倍；
- 4 冰蓄冷用双工况离心机组，以及供冷和供热双工况水源热泵离心机组不应低于表4.2.6中限值的0.90；
- 5 风冷机组消耗功率应包括室外机风机消耗的功率；
- 6 蒸发冷却式机组计算制冷量时，机组消耗的功率应包括放热侧水泵和风机消耗的功率。

表4.2.6 冷水（热泵）机组制冷性能系数限值

类	型	名义制冷量 (kW)	制冷性能系数 COP (W/W)
水冷	涡旋式	<528	4.10
	螺杆式	<528	4.90
		528 ~ 1163	5.30
		>1163	5.60
	离心式	<1163	5.40
		1163~2110	5.70
		>2110	5.90
风冷或蒸发冷却	涡旋式	≤ 50	2.60
		> 50	2.80
	螺杆式	≤ 50	2.80
		> 50	3.00

4.2.7 单台电驱动蒸汽压缩循环冷水（热泵）机组制冷综合部分负荷性能系数IPLV应符合下列规定：

- 1 定频机组不应低于表4.2.7规定的限值；
- 2 水冷变频离心式冷水机组不应低于表4.2.7中水冷离心冷水机组限值的1.3倍；
- 3 水冷变频螺杆式冷水机组不应低于表中水冷螺杆式冷水机组限值的1.15倍；
- 4 风冷式机组计算IPLV时，机组消耗的功率应包括散热风机消耗的功率；
- 5 蒸发冷却式机组计算IPLV时，机组消耗的功率应包括放热侧水泵和风机消耗的电功率；
- 6 应按公式（4.2.7）计算，并按公式中给出的检测条件检测。

$$\text{IPLV}=1.2\% \times A+32.8\% \times B+39.7\% \times C+26.3\% \times D \quad (\text{W/W}) \quad (4.2.7)$$

式中：A——100%负荷时的性能系数(W/W)，冷却水进水温度 30℃/冷凝器进气干球温度 35℃；

B——75%负荷时的性能系数(W/W)，冷却水进水温度 26℃/冷凝器进气干球温度 31.5℃；

C——50%负荷时的性能系数(W/W)，冷却水进水温度 23℃/冷凝器进气干球温度 28℃；

D——25%负荷时的性能系数(W/W)，冷却水进水温度 19℃/冷凝器进气干球温度 24.5℃。

表 4.2.7 蒸汽压缩循环冷水（热泵）机组制冷综合部分负荷性能系数限值

类型		名义制冷量（kW）	制冷性能系数 IPLV(W/W)
水冷	涡旋式	<528	4.90
	螺杆式	<528	5.65
		528 ~ 1163	6.00
		>1163	6.30
	离心式	<1163	5.55
		1163~2110	5.85
		>2110	6.20
风冷或蒸发冷却	涡旋式	≤ 50	3.10
		> 50	3.35
	螺杆式	≤ 50	3.00
		> 50	3.20

4.2.8 名义制冷量大于7100W的电机驱动压缩机单元式空调机、风管送风式和屋顶式空调机组的制冷能效比EER，应符合下列规定：

- 1 机组名义工况EER不应低于表4.2.8规定的限值；
- 2 机组消耗功率应包括送风机消耗的功率；
- 3 风冷式机组消耗功率应包括室外机风机消耗的功率。

表 4.2.8 单元式空调机、风管送风式和屋顶式空调机组制冷能效比限值

类型		名义制冷量（kW）	制冷能效比 EER（W/W）
风冷式	不接风管	7.1~14	2.75
		>14	2.70
	接风管	7.1~14	2.55
		>14	2.50
水冷式	不接风管	7.1~14	3.50
		>14	3.35
	接风管	7.1~14	3.20
		>14	3.10

4.2.9 设计采用分散式房间空调器时，应选择符合下列规定的产品：

- 1 名义工况的制冷能效指标不低于《房间空气调节器能效限定值及能源效率等级》GB12021.3规定的2级标准；

2 规定条件下,转速可控型房间空气调节器单冷式的制冷季节能源消耗率和热泵型的全年能源消耗率,不低于《转速可控型房间空气调节器能效限定值及能源效率等级》GB21455规定的2级标准。

4.2.10 多联式空调(热泵)机组名义工况的制冷综合性能系数IPLV(C)不应低于表4.2.10规定的限值。

表 4.2.10 多联式空调(热泵)机组制冷综合性能系数限值

名义制冷量 CC (kW)	制冷综合性能系数 IPLV(C) (W/W)
CC ≤ 28	4.00
28 < CC ≤ 84	3.95
CC > 84	3.80

4.2.11 多联机空调系统设计应符合下列规定:

1 室外机与室内机之间的最大高度差和制冷剂连接管最大配管长度应符合产品技术要求。

2 除热回收型和低温热泵型多联机系统外,制冷剂连接管等效长度应满足对应制冷工况下满负荷时的能效比 EER 不低于 2.8, EER 根据下式计算确定:

$$EER = K_c \cdot CC / P_{in,o} \quad (4.2.11)$$

式中 K_c ——多联机在连接管等效长度下的制冷量衰减系数,由多联机系统生产企业的技术资料提供;

CC ——多联机室外机的名义制冷量 (kW);

$P_{in,o}$ ——多联机室外机在连接管等效长度下的输入功率,可按室外机的名义输入功率计算。

4.2.12 直燃型溴化锂吸收式冷(温)水机组,名义工况下制冷性能系数不应低于 1.30 (W/W),名义工况下供热性能系数不应低于 0.90 (W/W)。

4.2.13 直燃型溴化锂吸收式冷(温)水机组的性能系数应按下式计算确定:

$$COP_{zr} = Q / (Q_i + A) \quad (4.2.13)$$

$$Q_i = W \cdot q / 3600$$

式中: COP_{zr} ——直燃型溴化锂吸收式冷(温)水机组制冷或制热性能系数 (W/W);

Q ——机组名义工况时的制冷量或制热量 (kW);

Q_i ——机组名义工况时制冷或制热的热消耗量 (kW);

A ——机组制冷或制热时消耗的电力 (kW),可大致根据产品技术资料提供的数据确定;

W ——产品技术资料提供的燃气消耗量 (Nm³/h) 或燃油消耗量 (kg/h);

q ——产品技术资料提供的燃料消耗量对应的燃气热值 (kJ / Nm³),或燃油热值 (kJ / kg)。

4.2.14 采用冷却塔释热的水冷式制冷机组时,应按本标准附录C.1计算确定冷源系统综合性能系数SCOP值,且不应低于表4.2.14规定的限值。

表 4.2.14 水冷式制冷机组冷源系统综合制冷性能系数限值

类型		名义制冷量 (KW)	冷源系统综合制冷性能系数 SCOP			
			定频单工况机组		变频机组	
冷水（热泵） 机组	涡旋式	<528	3.50			
	螺杆式	<528	4.10		3.90	
		528~1163	4.40		4.20	
		>1163	4.60		4.40	
	离心式	<1163	4.50		4.20	4.10
		1163~2110	4.70		4.40	4.30
		>2110	4.80		4.50	4.40
单元式、风管 送风式、屋顶 式空调机组	不接风管	7.1~14	3.00			
		>14	2.90			
	接风管	7.1~14	2.80			
		>14	2.70			
直燃机组		--	1.11			

4.2.15 电动压缩式冷水机组的总装机容量，应根据计算的空调系统冷负荷值直接选定，不应另作附加。

4.2.16 电动压缩式冷水机组电动机的供电方式应按下列原则选择确定：

- 1** 当单台电动机功率大于**1200kW**时，应选用高压供电的机组；
- 2** 当单台电动机功率大于**900kW**而小于或等于**1,200kW**时，宜选用高压供电的机组；
- 3** 当单台电动机功率大于**650kW**而小于或等于**900kW**时，可选用高压供电的机组。

4.2.17 设计采用直燃式溴化锂吸收式机组作为空调冷源和供热热源时，应符合下列规定：

- 1** 机组应考虑冷、热负荷与机组供冷、供热量的匹配，按下列原则选型：
 - 1)** 宜按满足夏季冷负荷和冬季热负荷的需求中的机型较小者选择；
 - 2)** 按夏季冷负荷选型，但机组供热能力不满足冬季供热负荷（同时作为生活热水热源时还包括生活热水的热负荷）要求时，可加大高压发生器和燃烧器以增加供热量，但其高压发生器和燃烧器的最大供热能力不应大于所选直燃式机组型号名义热量的**50%**；
 - 3)** 按冬季供热负荷选型，但机组供冷能力不满足夏季供冷负荷要求时，宜采用电制冷设备作为辅助冷源。
- 2** 采用供冷（温）及生活热水三用型直燃机时，应满足下列要求：
 - 1)** 应完全满足冷（温）水及生活热水日负荷变化和季节负荷变化的要求；
 - 2)** 应能按冷（温）水及生活热水的负荷需求进行调节；
 - 3)** 当生活热水负荷大、波动大或使用要求高时，应设置贮水装置，如容积式换热器、水箱等。如果仍不能满足要求，应另设专用热水机组供应生活热水。

4.2.18 集中空调系统的冷水（热泵）机组台数及单机制冷量（制热量）选择，应能适应空调负荷全年变化规律，满足季节及部分负荷要求。机组不宜少于两台；当小型工程仅设一台

时，应选择调节性能优良的机型，并能满足建筑最低负荷的要求。

4.2.19 水冷式冷水机组冷却水系统设计应符合下列规定：

- 1 冷却塔补水总管上应设置水流量计量装置。
- 2 应设置过滤器（除污器）和水处理装置，采用水冷管壳式冷凝器的冷水机组宜设置自动在线清洗装置。
- 3 当设置冷却水集水箱且必须设置在室内时，集水箱宜设置在冷却塔的下一层，且冷却塔布水器与集水箱设计水位之间的高差不应超过8m。
- 4 冷却塔应设置在空气流通条件好的场所。

4.2.20 间歇运行的开式冷却塔的集水盘或下部设置的集水箱，其有效存水容积，应大于湿润冷却塔填料等部件所需水量及停泵时靠重力流入的管道内水容量之和。

4.2.21 空气源空调机组室外机的设置应符合下列规定：

- 1 确保进风与排风通畅，在排出空气与吸入空气之间不发生明显的气流短路；
- 2 避免受高温污浊气流影响；
- 3 噪声和排热符合周围环境要求；
- 4 便于对室外机的换热器进行清扫。

4.2.22 在技术经济合理的前提下，可采取措施对制冷机组的冷凝热进行回收利用。

4.2.23 采用蒸汽为供热、制冷的能源时，用汽设备产生的凝结水应回收利用；凝结水回收系统宜采用闭式系统。

4.2.24 热源和热力站的节能设计，还应执行现行北京市地方标准《居住建筑节能设计标准》DB11/891的相关规定。

4.2.25 地源热泵系统设计应遵循《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》GB50736的相关规定。

4.2.26 当建筑物存在冬季需要供冷的内区，且设计了冬季供冷空调系统时，冬季应采用利用自然冷源供冷的技术措施，并满足下列规定：

1 除冬季采用热回收冷水机组为内区供冷且全部回收了制冷机组的冷凝热之外，同时符合下列条件的工程，应利用冷却塔为风机盘管提供空调冷水：

- 1) 采用风机盘管加新风空调系统，且新风不能满足供冷需求；
- 2) 风机盘管的冷源为水冷式冷水机组，且通过冷却塔释热。

2 舒适性空调采用全空气系统时，新风比应符合本标准第4.4.7条3款的规定。

4.2.27 建筑物冬季采用自然冷源供冷时，应符合下列规定：

- 1 应充分利用室外新风作冷源。
- 2 风机盘管加新风系统，能够利用冷却塔提供空调冷水的室外最高湿球温度设计值不应低于5℃。冷却塔供冷设计计算资料见本标准附录C.2。
- 3 采用水环热泵系统时，应按内外区分别布置末端机组，设计工况下为外区供暖提供的

内区余热量不应小于内区可利用总余热量的70%。

4 冬季采用热回收冷水机组为内区供冷时，应全部回收制冷机组的冷凝热，用于外区供暖和/或作为生活热水热源。

4.3 供暖、空调冷热水输配系统

4.3.1 集中供暖系统应采用热水为热媒。

4.3.2 供暖、空调冷热水设计参数应符合下列规定：

1 散热器供暖系统供水温度不应超过85℃，供回水温差不宜小于20℃。

2 地面辐射供暖系统供水温度不应超过60℃；采用热泵提供热水时供水温度不宜超过45℃。

3 采用冷水机组直接供冷时，空调冷水供水温度不宜低于5℃，空调冷水供回水温差不应小于5℃；经技术经济比较合理时，可适当增大供回水温差。

4 采用市政热力或锅炉供应的一次热源通过换热器加热的二次空调热水，供水温度宜采用50℃~60℃；空调热水的供回水温差不宜小于15℃；

5 采用直燃式冷（温）水机组、空气源热泵、地源热泵等作为热源时，空调热水供回水温度和温差应按设备要求和具体情况确定，并应使设备具有较高的供热性能系数。

6 采用其他系统时，冷热水参数应符合现行《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》GB50736的相关规定。

4.3.3 供暖、空调冷热水系统应采用闭式循环系统。

4.3.4 集中空调和供暖水管道制式和系统类型的选择确定和设计，应符合现行国家标准《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》GB50736和北京市地方标准《居住建筑节能设计标准》DB11/891的相关规定。

4.3.5 除空调热水和空调冷水系统的流量和管网阻力特性及水泵工作特性相吻合的情况外，两管制空调水系统应分别设置冷水和热水循环泵。

4.3.6 采用集中供暖和集中空调系统，选配水系统的循环水泵时，应计算供暖系统耗电输热比EHR-h和空调冷热水系统耗电输冷（热）比EC（H）R-a。EHR-h或EC（H）R-a值应符合下式规定：

$$EHR-h \text{ 或 } EC(H)R-a = \frac{0.003096 \sum (G \cdot H / \eta_b)}{Q} \leq \frac{A (B + a \sum L)}{\Delta T} \quad (4.3.6)$$

式中：G ——每台运行水泵的设计流量（m³/h）；

H ——每台运行水泵对应的设计扬程（m 水柱）；

η_b ——每台运行水泵对应的设计工作点的效率，根据水泵生产企业提供的数据取值，

当无资料时可按水泵流量近似取值：G ≤ 60m³/h 时取 0.63，60m³/h < G ≤ 200m³/h 时取 0.69，G > 200m³/h 时取 0.71。；

Q ——设计热负荷或冷负荷 (kW)；

ΔT ——规定的供回水温差，按表 4.3.6-1 取值 (°C)；

A ——与水泵流量有关的计算系数，按表 4.3.6-2 取值；

B ——与机房和用户的水阻力有关的计算系数，按表 4.3.6-3 取值；

α ——与 ΣL 有关的计算系数，按表 4.3.6-4 取值；

ΣL ——管网供回水管总长度 (m)，如下确定：

- 1) 供暖系统从热力站出口计算至末端散热器或辐射供暖分集水器；
- 2) 空调冷热水系统从冷热源机房出口计算至系统最远末端空调设备，当末端为风机盘管时管道长度减去 100m。

表 4.3.6-1 ΔT 取值表

供暖系统	空调冷水系统		空调热水系统	
按设计参数确定	一般系统	冷水机组直接提供高温冷水	一般热源	空气源热泵、溴化锂机组、水源热泵机组等
	5°C	按设计参数确定	15°C	按机组名义工况参数确定

表 4.3.6-2 A 取值表

设计水泵流量 G (m³/h)	$G \leq 60$	$60 < G \leq 200$	$G > 200$
A 取值	0.004225	0.003858	0.003749
不同流量的水泵并联运行时，按单台最大流量选取			

表 4.3.6-3 管道系统的 B 取值表

系统组成		供暖管道	空调四管制管道	空调二管制管道
一级泵	冷水系统	-	28	28
	热水系统	17	22	21
二级泵	冷水系统	-	33	33
	热水系统	21	27	25
多级泵	冷水系统	每增加一级泵， B 值增加 5		
	热水系统	每增加一级泵， B 值增加 4		

表 4.3.6-4 管道系统的 α 取值和计算式

系统		管网主干线长度 ΣL 范围		
		$\Sigma L \leq 400m$	$400m < \Sigma L < 1000m$	$\Sigma L \geq 1000m$
供暖		0.0115	$0.003833 + 3.067 / \Sigma L$	0.0069
空调	冷水	0.0200	$0.016 + 1.6 / \Sigma L$	$0.013 + 4.6 / \Sigma L$
	二管制热水	0.0024	$0.002 + 0.16 / \Sigma L$	$0.0016 + 0.56 / \Sigma L$
	四管制热水	0.0140	$0.0125 + 0.6 / \Sigma L$	$0.009 + 4.1 / \Sigma L$

4.3.7 集中空调、供暖冷热水系统应按流量调节的原则配置循环水泵：

1 下列情况应采用变速运行的水泵：

- 1) 冷水机组变流量运行的一级泵系统，其空调冷水循环泵；
- 2) 空调冷水二级泵或多级泵系统，其二级泵等负荷侧各级循环泵；

- 3) 燃气锅炉直接供热水采用二级泵系统时, 输配系统为变流量运行的二级循环泵;
 - 4) 通过设置换热器间接供冷或供热的空调水系统, 二次侧循环水泵;
 - 5) 通过设置换热器间接供热的供暖系统, 输配系统为变流量运行时的二次侧循环水泵。
- 2 输配系统为定流量运行的散热器供暖系统, 宜能够分阶段改变系统流量, 可采取以下措施:

- 1) 设置双速或变速泵;
- 2) 设置两台或多台水泵并联运行。

4.3.8 闭式空调、供暖冷热水系统宜优先采用高位膨胀水箱定压。系统的膨胀水量应回收。

4.3.9 集中空调和供暖冷热水系统, 应通过管路布置和选择管径减少并联环路之间压力损失的相对差额。当设计工况并联环路之间压力损失的相对差额计算值超过 **15%**时, 应采取水力平衡措施。

4.3.10 集中空调、供暖冷热水水质应符合《采暖空调系统水质标准》**GB/T29044**的相关规定。供暖和空调热水应进行软化处理。

4.4 空气处理和输送系统

4.4.1 公共建筑的通风, 应符合以下原则:

- 1 当建筑物内存在余热、余湿及其它有害物质时, 宜优先采用通风措施加以消除, 并结合建筑设计充分利用自然通风。自然通风的设计规定见本标准第**3.1.10**条。
- 2 当通风不能满足消除设计工况室内余热余湿的条件, 而设置对空气进行冷却处理的空调系统时, 应能够在非设计工况时尽量利用通风消除室内余热余湿。
- 3 建筑物内产生大量热湿以及有害物质的部位, 宜优先采用局部排风; 当不能采用局部排风或局部排风达不到卫生要求时, 应辅以全面排风或采用全面通风。

4.4.2 当通风系统使用时间较长且运行工况有较大变化时, 通风机宜采用双速或变速风机, 当系统为多台风机并联时, 也可采用台数调节改变通风量。

4.4.3 使用时间、温度、湿度等要求条件不同的空调区, 不宜划分在同一个空调风系统中。需要合用空调风系统时, 应能对不同区域在末端分别处理或控制。

4.4.4 全空气空调系统的风量应通过空气焓湿图计算确定, 在允许范围内应采用最大送风温差。除对最高湿度限制和温湿度波动范围等要求严格的空调区外, 同一个空气处理系统中, 不应有同时冷却和再热过程(包括末端设备再热)。必须采用再热时, 宜优先采用废热、工业余热。

4.4.5 全空气空调系统服务于多个不同新风比的空调区时, 系统设计工况的新风比不应取各空调区新风比中的最大值, 应按下列公式确定。

$$Y=X / (1+X-Z) \quad (4.4.5-1)$$

$$Y = V_{ot} / V_{st} \quad (4.4.5-2)$$

$$X = V_{on} / V_{st} \quad (4.4.5-3)$$

$$Z = V_{oc} / V_{sc} \quad (4.4.5-4)$$

式中 Y ——修正后的系统新风量在送风量中的比例；

V_{ot} ——修正后的总新风量(m^3/h)；

V_{st} ——总送风量，即系统中所有房间送风量之和(m^3/h)；

X ——未修正的系统新风量在送风量中的比例；

V_{on} ——系统中所有房间的新风量之和(m^3/h)；

Z ——需求最大的房间的新风比；

V_{oc} ——需求最大的房间的新风量(m^3/h)；

V_{sc} ——需求最大的房间的送风量(m^3/h)。

4.4.6 可调新风比的全空气空调系统宜能够实现全新风运行，且排风系统应与新风量的调节相适应。

4.4.7 舒适性全空气空调系统设计应使新风比可调，并应符合下列规定。当不满足本条1、2款的要求时，应进行空调系统节能权衡判断，权衡判断计算的最终结果必须符合本标准第4.7.2条规定的节能要求。

- 1 一般空调区域，所有全空气空调系统可达到的最大总新风比，应不低于50%；
- 2 人员密集的大空间的所有全空气空调系统，可达到的最大总新风比应不低于70%；
- 3 需全年供冷的空调区的全空气空调系统，可达到的最大总新风比应不低于70%。

4.4.8 全空气空调系统的风机应按下列规定设置：

- 1 变风量空调系统空气处理机组的风机，应采用变速风机；
- 2 人员密集场所的定风量系统，单台空气处理机组风量大于 $10000m^3/h$ 时，应能改变系统送风量，宜采用双速或变速风机；
- 3 空调系统对应的排风机，应能适用新风量的变化。

4.4.9 除下列情况外，不应采用直流式全空气空调系统：

- 1 夏季室内设计参数的比焓大于室外空气比焓；
- 2 系统所服务的空调区排风量大于等于按负荷计算出的送风量；
- 3 室内散发有毒有害物质，以及防火防爆等要求不允许空气循环使用；
- 4 卫生或工艺要求采用直流式（全新风）全空气空调系统；
- 5 风量大于等于 $10000m^3/h$ 、最小新风比大于等于 50%，且按本标准 4.4.12 条的规定设置了空气-空气能量回收装置的全空气空调系统。

4.4.10 房间采用对室内空气进行冷/热循环处理的末端装置，并设集中新风系统时，新风系统宜具备可在各季节采用不同新风量的条件，对应的排风设施应能适应新风量的变化。

4.4.11 全楼中采用对室内空气进行冷/热循环处理的末端设备加集中新风的空调系统，其设计最小新风总送风量大于等于 $40000m^3/h$ 时，应有相当于总新风送风量至少 25%的排风设置集中排风系统，并进行能量回收。当不满足时，应进行空调系统节能权衡判断，权衡判断计算的最终结果必须符合本标准第 4.7.2 条规定的节能要求。

4.4.12 全空气直流式集中空调系统的送风量大于等于 $3000\text{m}^3/\text{h}$ 时,应对相当于送风量至少 75%的排风进行能量回收。

4.4.13 集中空调系统按本标准第 4.4.11 条和第 4.4.12 条的规定进行排风能量回收设计时,以下房间可不回收排风能量,送入该房间的新风送风量或送风量可不计入“总新风送风量”或“总送风量”:

- 1** 排风中有害物质浓度较大的房间;
- 2** 冬季采用加热处理的直流送风系统,室内设计温度 $\leq 5^{\circ}\text{C}$ 的设备机房等;
- 3** 设有经常开启的外门的首层大堂等房间;
- 4** 新风系统仅在夏季使用,且新风和排风的设计温差不大于 8°C 的房间。

4.4.14 空气能量回收装置的选用及系统的设计应满足下列规定:

- 1** 能量回收装置在规定工况下的交换效率,应达到《国家标准《空气-空气能量回收装置》GB/T 21087 的规定。
- 2** 能量回收系统排风量与新风量的比值 **R** 应为 **0.75~1.33**。
- 3** 应对空气能量回收装置进行冬季防结露校核计算,可按附录 **C.3** 的计算方法进行。在冬季设计工况下,如果排风出口空气相对湿度计算值大于等于 **100%**,应在能量回收前对新风进行预热处理。
- 4** 冬季也需要除湿的空调系统,应采用显热回收装置。
- 5** 根据卫生要求新风与排风不应直接接触的系统,应采用内部泄漏率小的回收装置。

4.4.15 有人员长期停留,且不采用有组织集中送新风的空调区(房间),应按下列规定设置带热回收功能的双向换气装置:

- 1** 各空调区均宜设置。
- 2** 当各空调区的人员所需最小总新风量大于等于 **$40000\text{m}^3/\text{h}$** 时,至少应在人员相对密集的空调区域设置,且双向换气装置负担人员所需最小新风量不应少于人员所需最小总新风量的 **25%**。

4.4.16 设置供暖和空调的区域,通风和空调系统与室外相连接的风管或设施应设置与设备自动连锁启闭的电动密闭风阀。空气处理机组(包括新风机组)的电动风阀应设置在机组进风口或进风管道上。

4.4.17 选配的空气过滤器阻力应满足《空气过滤器》GB/T14295的相关规定。全空气空调系统采用变新风比设计时,过滤器应能满足最大新风比运行的需要。

4.4.18 通风和空调系统设计应采取以下减少风管阻力的措施:

- 1** 风管作用半径不宜过大。
- 2** 风管宜采用圆形、扁圆形或矩形,矩形风管长短边比不宜大于**4**,且不应超过**10**。
- 3** 风管改变方向、变径及分路时,不宜使用矩形箱式管件代替弯管、变径管、三通等管件;必须使用分配气流的静压箱时,其断面风速不宜大于 **1.5m/s** 。
- 4** 风管弯管应为内外同心弧形弯管,曲率半径不宜小于**1.5**倍的平面边长,当平面边长大于**500mm**且曲率半径小于**1.5**倍的平面边长时,应设置弯管导流叶片。

5 风管的变径管应做成渐扩或渐缩形，其每边扩大收缩角度不宜大于**30°**。

6 弯头、三通、调节阀、变径管等管件之间直管段长度，不宜小于**5~10**倍当量管径。

7 风机或空调机组入口与风管连接，应有大于风口直径的直管段，当弯管与风机入口距离过近时，应在弯管内加导流片。

8 风管与风机出口连接，在靠近风机出口处的转弯应和风机的旋转方向一致，风机出口处至转弯处宜有不小于**3**倍风机入口直径的直管段。

9 风管内风速宜按表**4.4.18**确定。

表4.4.18 风管内空气流速 (m/s)

风管分类	居住场所		公共场所	
	推荐流速	最大流速	推荐流速	最大流速
干管	3.5~4.5	6.0	5.0~6.5	8.0
支管	3.0	5.0	3.0~4.5	6.5
从支管上接出的风管	2.5	4.0	3.0~3.5	6.0
风机或空调机组入口	3.5	4.5	4.0	5.0
风机或空调机组风机出口	5.0~8.0	8.5	6.5~10	11.0
厨房排油烟管道	8~10			

4.4.19 通风和空调系统单位风量耗功率可按公式**(4.4.19)**进行计算，并不宜大于表**4.4.19**的限值。

$$W_s = \frac{P}{3600\eta_{cd} \cdot \eta_f} \quad (4.4.19)$$

式中 W_s ——单位风量耗功率 ($W/(m^3/h)$)；

P ——空调机组的余压或通风系统风机的风压 (Pa)；

η_{cd} ——电机及传动效率，取 $\eta_{cd}=0.85$ ；

η_f ——风机效率。

表4.4.19 风道系统单位风量耗功率限值

系统形式	W_s ($W/(m^3/h)$)
机械通风系统	0.27
空调新风系统	0.24
办公建筑定风量空调系统	0.27
办公建筑变风量空调系统	0.29
商业、酒店建筑全空气空调系统	0.30

4.4.20 空调风系统不应采用土建风道作为已经进行过冷、热处理的送风道（包括新风送风道）。当因条件受限，进行过冷、热处理的送风确实需要使用土建风道时，必须采取严格防止漏风和绝热的措施。

4.5 末端装置

4.5.1 空调和供暖系统末端装置的规格，应根据房间冷热负荷计算结果确定。

4.5.2 散热器应明装。有特殊要求的场所设有恒温控制阀的散热器必须暗装时，恒温控制阀应选择温包外置式。

4.5.3 空调区内设置对室内空气进行冷/热循环处理的末端装置时，下列情况不宜直接从吊顶内回风：

- 1 建筑顶层；
- 2 吊顶上部存在较大发热量；
- 3 吊顶空间较高。

4.6 监控和计量

4.6.1 集中供暖与空气调节系统，应进行监测和控制，其内容可包括参数检测、参数与设备状态显示、自动调节与控制、工况自动转换、能量计量以及中央监控与管理等，具体内容应根据建筑功能、相关标准、系统类型等通过技术经济比较确定。

4.6.2 供水设计温度高于60℃的集中供暖系统的热源，应设置供热量自动控制装置。

4.6.3 冷热源系统的控制应满足下列节能配置要求：

- 1 应对系统的冷热量瞬时值和累计值进行监测。
- 2 冷水机组应优先采用由冷量优化控制运行台数的方式。
- 3 应对冷热源的供回水温度（温差）和压差进行监测和控制。
- 4 空调供暖的供水设计温度不高于60℃时，宜设置供热量自动控制装置根据室外空气温度进行供水温度调节。
- 5 冷热源主机在三台及以上时，宜采用机组群控方式。

4.6.4 空调冷却水系统的节能控制应符合下列规定：

- 1 冷却塔出水温度控制应优先采用控制冷却塔风机启停或转速的方式。
- 2 全年运行的冷却塔供回水总管之间应设置旁通调节阀；冷水机组供冷时，应根据机组最低冷却水温度调节旁通水量；冷却塔供冷时应根据冬季空调冷水最高温度和防冻最低温度控制旁通阀的开闭。
- 3 宜根据水质检测情况进行排污控制。

4.6.5 按本标准4.3.7条1款采用变速运行的水泵时，系统流量调节应采用自动控制，且应符合下列规定：

- 1 并联运行的一组水泵应同步进行变速调节，且水泵宜变压差运行。

2 水泵运行台数宜根据系统所需流量进行控制，并使水泵运行在高效区。。

4.6.6 公共建筑主要供暖和空调区域的室温应能够自动调控。

4.6.7 集中空调系统末端设备采用风机盘管机组时，应配置风速开关，并应采用室温控制水路两通电动阀的自控方式。

4.6.8 空调风系统应包括下列基本监控内容：

- 1 空气温、湿度的监测和控制；
- 2 全空气空调系统变新风比宜采用自动控制方式；
- 3 变风量空调系统的风机变速应采用自动控制方式；
- 4 设备运行状态的监测及故障报警；
- 5 有冻结可能时设置盘管防冻保护；
- 6 过滤器的超压报警或显示。

4.6.9 通风系统的风机按照本标准**4.4.2**条的要求设置时，风机转速或台数控制宜采用自动控制方式。

4.6.10 在人员密度相对较大且变化较大的房间，宜采用新风量需求控制。即根据室内 CO_2 浓度检测值增加或减少新风量，使 CO_2 浓度始终维持在卫生标准规定的限值内。

4.6.11 地下停车库的通风系统，宜根据使用情况对通风机设置定时启停或运行台数控制，或根据车库内的CO浓度进行自动运行控制。

4.6.12 锅炉房、热力站和制冷机房应计量下列能源和水的消耗量：

- 1 燃料消耗量；
- 2 设备耗电量；
- 3 补水量；

4.6.13 集中供热公共建筑的热源和热力站应对供热量进行计量监测。热量结算点应设置热量表。

4.6.14 热量计量装置的选择、安装，数据采集、存储和远传通讯功能要求，应符合《供热计量设计标准》**DB11/1066** 的相关规定。

4.6.15 集中供冷的公共建筑的供冷机房应对供冷量进行计量监测。采用区域性冷源时，每栋公共建筑的冷源接入处应设置计量冷量的热量表。

4.7 空调系统节能判断

4.7.1 供暖、通风和空调系统设计应填写和提交附录D.2的直接判定文件进行节能判断。当不满足本标准第4.4.7条1、2款和第4.4.11条的规定时，还应通过空调系统节能权衡判断计算，判定空调系统是否符合本标准规定的节能要求。

4.7.2 空调系统权衡判断应采用参照系统对比法，按下列步骤进行：

- 1 计算所设计建筑空调供暖系统冷热源的全年综合能耗 E_k (kW·h)。
- 2 计算所设计建筑空调供暖参照系统冷热源的全年综合能耗 E_{kc} (kW·h)。
- 3 进行能耗对比：
 - 1) 当 $E_k/E_{kc} \leq 1$ 时，判定为符合节能要求；
 - 2) 当 $E_k/E_{kc} > 1$ 时，判定为不符合节能要求；应调整设计重新计算，直至达到节能要求。

4.7.3 参照系统的各项计算参数除应按下列规定取值外，采用的系统形式、设备数量、各项参数等均与所设计建筑一致。

1 设计采用电机驱动的蒸汽压缩循环冷水（热泵）机组时，机组性能系数COP为本标准第4.2.6条的限值。

2 设计采用电机驱动压缩机单元式空气调节机、风管送风式和屋顶式空调机组时，机组制冷能效比EER为第4.2.8条的限值，名义制冷量小于7100W机组的EER与7100W机组限值相同。

3 设计采用多联式空调机组时，系统满负荷性能系数EER为2.8。

4 设计采用直燃型溴化锂吸收式冷水机组时，制冷性能系数COP为1.30。

5 采用冷却塔散热的制冷设备，冷却水系统能耗按本标准附录C.1计算确定，计算参数如下：

1) 冷却水泵扬程为30m；

2) 冷却水流量为冷机名义工况流量的1.1倍；

3) 制冷机组对应的水泵效率 $G \leq 200m^3/h$ 时取0.69， $G > 200m^3/h$ 时取0.71；多台机组共用冷却水系统，共用冷却水泵的效率平均取0.70；

4) 冷却塔风机电量按单位电耗的名义工况排热量为170kW/kW计算；

6 供暖水输送系统的耗电输热比EHR-h和空调冷热水系统的耗电输冷（热）比EC(H)R-a，为按本标准公式（4.3.6）右侧的限值公式计算确定的数值。

7 设计采用全空气空调系统时，最大总新风比为本标准第4.4.7条规定的数值。

8 设计采用对室内空气进行冷/热循环处理的末端设备加集中新风的空调系统时，对能量进行回收的排风量与总新风送风量的比例：

1) 新风总送风量小于40000m³/h时，为0；

2) 新风总送风量大于等于40000m³/h时，为0.25。

9 设计采用全空气直流式集中空调系统时，对能量进行回收的排风量与送风量的比例：

1) 送风量小于3000m³/h时，为0；

2) 送风量大于等于3000m³/h时，为0.75。

10 设计采用对室内空气进行冷/热循环处理的末端空调设备，而不设集中新风空调系统时，带热回收的双向换气装置负担人员所需新风量的比例：

1) 人员所需总新风量小于40000m³/h时，为0；

2) 人员所需总新风量大于等于40000m³/h时，为0.25。

4.7.4 空调系统权衡判断应采用本标准提供的软件进行计算，软件输出报告应提供原始数据和计算结果，详见附录D.3。

5 给水排水节能设计

5.1 一般规定

5.1.1 建筑给水排水设计应符合现行国家标准《建筑给水排水设计规范》GB50015和《民用建筑节能设计标准》GB50555的相关规定。

5.1.2 应按现行国家标准的相关规定设置用水计量水表，有热量计量要求时应设置耗热量表。

5.1.3 给排水系统的器材、器具应采用低阻力、低水耗产品。

5.1.4 空调冷却水系统的节能节水设计应符合本标准第4.2.14条、第4.2.19条、第4.2.20条和第4.6.4条的规定。

5.2 给水排水

5.2.1 设有市政或小区供水管网的建筑，应充分利用供水管网的水压直接供水。

5.2.2 市政管网供水压力不能满足供水要求的多层、高层建筑的各类供水系统应竖向分区，且应满足下列要求：

- 1 各分区的最低卫生器具配水点的静水压力不宜大于 0.45MPa。
- 2 当系统用水量较大时，各加压供水分区宜分别设置加压泵，不宜采用减压阀分区。
- 3 分区内低层部分应设减压设施保证用水点供水压力不大于 0.20MPa，且不应小于用水器具要求的最低压力。

5.2.3 应结合建筑物所提供的条件、用水系统特点等因素，综合考虑选用合理的加压供水方式。

5.2.4 供水加压泵选型应符合下列规定：

- 1 应根据管网水力计算选择和配置, 保证水泵工作时高效率运行。
- 2 所选水泵在设计工况时的效率宜大于国家标准《清水离心泵能效限定值及节能评价》中规定的泵节能评价。
- 3 应选择具有随流量增大, 扬程逐渐下降特性的供水加压泵。

5.2.5 水泵房宜设置在建筑物或建筑群的中心部位; 水泵吸水水池位置, 宜使水泵的提升高度尽量减小。

5.2.6 高于室外地坪的污废水应采用重力流系统直接排入室外管网。

5.3 生活热水

5.3.1 生活热水供应系统宜优先采用下列热源:

- 1 有可供利用的废热或工业余热的区域, 宜采用废热或工业余热;
- 2 有条件时, 宜采用太阳能;
- 3 不具备本条第1、2款的条件, 但有保证全年供热的城市热网时, 集中生活热水系统宜采用城市热网;
- 4 不具备本条第1、2款的条件, 有条件且技术合理时宜采用地热能。

5.3.2 除满足本标准4.2.3条的条件而设置蒸汽锅炉的情况外, 不应采用燃气或燃油锅炉制备蒸汽再进行热交换后供应生活热水的热源方式。采用燃气或燃油锅炉制备热水作为生活热水的热源时, 锅炉名义工况下的热效率应符合本标准第4.2.2条的规定。

5.3.3 除下列情况外, 不应采用电直接加热设备作为生活热水的主体热源。

- 1 按60℃计的生活热水最高日总用水量不大于5m³, 或人均最高日用水定额不大于10L的建筑;
- 2 无集中供热热源和燃气源, 采用煤、油等燃料受到环保或消防严格限制, 且无条件采用可再生能源的其他建筑。

5.3.4 集中生活热水供应系统应设机械循环的热水回水管道, 保证干管、立管和支管中的热水循环。除定时供应或连续使用热水的公共浴室外, 循环系统应保证配水点出水温度不低于45℃的时间不大于10s。对卫生器具出口水温有严格要求时, 应采取保证支管热水温度的措施。

5.3.5 集中生活热水加热器的设计供水温度不应高于60℃。

5.3.6 高层建筑的冷热水分区应一致, 或采取保证用水点处冷水、热水供水压力平衡和稳定的措施。

5.3.7 生活热水水加热设备的选择和设计应符合下列要求:

- 1 被加热水侧阻力不宜大于 0.01MPa。

2 热媒管道应安装自动温控装置。

5.3.8 生活热水供回水管道、水加热器、贮水箱（罐）等均应保温，绝热厚度应按照本标准第**4.1.6**条确定。室外保温直埋管道不应埋设在冰冻线以上。

6 电气节能设计

6.1 一般规定

6.1.1 公共建筑的电气系统应稳定可靠、高效节能、经济合理、低碳环保，应根据下列要求进行节能设计：

- 1 应符合相关标准的节能规定，且宜采用节能设计指标；
- 2 应满足建筑能效管理要求。

6.1.2 设计中应选用符合下列要求的节能环保型电气产品：

- 1 符合国家规定的能效标准和电能质量标准；
- 2 技术先进、标准化程度高。

6.1.3 应结合建筑功能、负荷性质确定电源质量要求和智能化系统组成的要求，通过技术经济比较，采用适宜的节能控制措施。

6.1.4 电梯等节能运行控制应满足本标准第**3.1.15**条的规定。

6.1.5 日照条件好的建筑，宜采用与建筑一体化的太阳能光伏系统。太阳能光伏系统设计应遵循《民用建筑太阳能光伏系统应用技术规范》**JGJ203**。当并网光伏系统接入配电网时应遵循《光伏发电接入配电网设计规范》**GB/T50865**。

6.1.6 电气设计应填写和提交本标准附录**D.4**的判定文件进行节能判断。

6.2 供配电系统

6.2.1 应针对电气系统构成做全方位的节能分析，在安全、可靠的前提下，变配电系统设计应将节能作为主要技术经济指标进行多方案比较，优化设计方案，改进机电设备经济运行方式，提高变配电系统节能运行的实效性。

6.2.2 变配电所应设在靠近区域负荷中心的位置。

6.2.3 电动压缩式冷水机组电动机的供电方式应符合本标准第**4.2.16**条的规定。

6.2.4 主要变配电设备应通过电力负荷、电能损耗、无功功率补偿等计算确定。应合理选择变压器容量和台数，变压器负荷率设计值宜在**60%~80%**的范围，并应保持三相负荷平衡分配。

6.2.5 甲、乙类公共建筑应采用达到**2级**及以上能效等级的节能型变压器，丙类公共建筑宜从**2级**及以上能效等级的节能型变压器引接电源。

6.2.6 建筑设备使用的电动机应采用能效等级达到**2级**及以上的节能型产品。。

6.2.7 建筑设备的电动机及变频器的选用应满足下列规定：

- 1** 无调速要求的电动机不应采用变频器，且应工作在高效率运行状态；
- 2** 当要求电动机调速但不要求连续调速运行时，宜采用双速或三速电动机；
- 3** 有连续调速运行要求的电动机采用变频器时，设计选用的变频器的谐波限制、能效等级，以及变频器的散热条件，应满足国家标准的相关要求。

6.3 照明系统

6.3.1 照明功率密度**LPD**值应满足现行国家标准《建筑照明设计标准》**GB50034**规定的现行值。

6.3.2 应按附录 **C.5** 对国家强制性条文规定的房间或场所，进行照明节能设计计算。

6.3.3 应选用高效节能照明产品，并应符合以下规定：

- 1** 建筑物及其附属照明区域的一般照明，符合表**6.3.3**限值的达标比例应不低于**85%**。
- 2** 照明系统的功率因数**PF**≥**0.9**，镇流器流明系数μ≥**0.95**，波峰系数**CF**≤**1.7**。
- 3** 谐波含量符合国家标准《电磁兼容 限值 谐波电流发射限值》**GB 17625.1**规定的**C类**照明设备的谐波电流限值。

表**6.3.3** 高效节能灯具指标限值

光源类型		灯具类型	灯具（无光源） 效率限值	灯具（含光源） 效能限值（lm/W）
气体放电灯	HID灯	开敞式	75%	-
		格栅或透光罩	60%	-
	荧光灯	开敞式	75%	-
		透明保护罩	70%	-
		格栅	65%	-
LED灯		开敞式	-	70

	保护罩	-	65
	格栅	-	60

6.3.4 照明控制应符合下列规定：

- 1 照明控制应结合建筑使用情况和天然采光状况，进行分区、分组控制。
- 2 旅馆客房应设置节电控制型总开关。
- 3 除单一灯具的房间，每个房间的灯具控制开关不宜少于**2**个，且每个开关所控的光源数不宜多于**6**盏。
- 4 人员出入不频繁的门厅、楼梯间、走道等场所采用就地感应控制时，光源宜采用**LED**灯。如果采用荧光灯配套镇流器应具有预热启动功能。自熄开关的灵敏度和延时应能够按需求调整。
- 5 大堂、人员聚集大厅、大开间办公室等大空间场所宜采用智能照明控制系统。
- 6 当设置电动遮阳装置时，照度控制宜与其联动。
- 7 建筑景观照明应设置平时、一般节日、重大节日等多种模式自动控制装置。
- 8 采用导光、反光装置利用自然光照明的场所，宜对人工照明进行自动控制，有条件可采用智能照明控制系统对人工照明进行调光控制。

6.4 电能监测与计量

6.4.1 建筑智能化系统设计，应包括建筑能源监测与控制系统的设计。

6.4.2 公共建筑的电能计量，应具备实施复费率电能管理的条件，并应满足《用能单位能源计量器具配备和管理通则》**GB17167**的规定。

6.4.3 甲类和乙类公共建筑的低压配电系统，应实施分项计量。

6.4.4 分项计量项目和编码规则应符合表**6.4.4**和下列规定：

- 1 可结合工程实际遵照表**6.4.4**的项目划分和编码规则进行调整和在“其他”项延续，各“其他”项所含内容按编码号举例如下：
 - 1) **B1F、B2C**：冷热源机房内的补水泵、软化水设备、污水泵、机房通风机等；
 - 2) **B3B**：给排水机房内的污水泵、机房通风机、生活热水循环泵等；
 - 3) **B4**：如果工程中设有中水机房，可单独列一级子项；如果工程采用多联机空调系统，室外机用电可单独列一级子项；
- 2 编码**A1C**：“空调通风末端”指房间内单相供电的风机盘管、分体空调机（包括室内机和室外机）、多联机的室内机、水环热泵末端机组、排气扇、新风换气机等小型空调通风末端设备。
- 3 编码**C**：“空调通风用电”指三相供电的集中送排风系统的风机用电（包括空调机组、新风机组、热回收机组、排风机等）
- 4 编码**A1A**和**A1B**：照明和插座分项计量应在办公等插座用电量较多的建筑或区域中实

施。

表6.4.4 分项计量项目和编码

项目		一级子项		二级子项	
名称	编码	名称	编码	名称	编码
照明插座等用电	A	房间内用电	1	照明	A
				插座	B
				空调通风末端	C
				其他	D
		走廊和应急照明	2		
		室外景观照明	3		
		其他	4		
冷热源等设备机房用电	B	空调冷热源机房	1	制冷机	A
				冷却水泵	B
				空调冷水循环泵	C
				空调热水循环泵	D
				冷却塔	E
				其他	F
		热力站或锅炉房	2	锅炉	A
				供暖水循环泵	B
				其他	C
		给排水机房	3	生活给水泵	A
				其他	B
		其他	4		
空调通风用电	C				
其他动力用电	D	电梯	1	消防电梯	A
				客梯	B
				货梯	C
				自动扶梯	D
		其他	2		
特殊场所用电	E	信息中心	1		
		洗衣房	2		
		厨房餐厅	3		
		游泳池	4		
		健身房	5		
		其它	6		

6.4.5 实施电能监测的低压配电系统和分项计量系统，应符合以下要求：

- 1** 系统组成结构简单、可靠；
- 2** 在低压配电系统中第一级电源进线和主要出线回路上，及第二级以下的重点监测回路上，结合用电负荷配电特点设置计量或测量仪表，对用电负荷进行连续监测。
- 3** 电能监测中采用的分项计量仪表具有远传通讯功能。
- 4** 分项计量系统中使用的电能仪表的精度等级不低于**1.0**级。
- 5** 分项计量系统中使用的电流互感器的精度等级不低于**0.5**级。

附录 A 建筑专业设计计算资料

A.1 面积、体积的计算和朝向的确定

A.1.1 建筑面积 (**A**)，应按各层外墙外包线围成的平面面积的总和计算，其数值可采用建筑设计的计算结果。

A.1.2 建筑外表面积 (ΣF)，为建筑物与室外空气接触的屋面面积、接触室外空气的地板面积、各朝向立面外围护结构透光部位和非透光部位面积的总和。计算建筑物体型系数 **S** 时， ΣF 可按下列原则进行计算：

- 1** 没有地下室时， ΣF 从首层地面 (± 0.00) 算起， ± 0.00 以下不参与计算；
- 2** 有地下室时， ΣF 为地上和地下所有与室外空气接触的围护结构外表面积的总和。

A.1.3 建筑体积 (V_0)，为与建筑物外表面积 ΣF 相对应的建筑物内部空间体积。计算建筑物体型系数 **S** 时， V_0 可按下列原则进行计算：

- 1** 没有地下室时， V_0 为首层地面 (± 0.00) 以上的建筑物体积 $V_{\text{上}}$ 。
- 2** 有地下室时， V_0 为建筑物 ± 0.00 以上体积 $V_{\text{上}}$ 和 ± 0.00 以下计算体积 $V_{\text{下}}'$ 两部分之和，

$V_{\text{下}}'$ 按下式计算确定：

$$V_{\text{下}}' = \frac{f_{\text{下}}'}{f_{\text{下}}} V_{\text{下}} \quad (\text{A.1.3})$$

式中： $V_{\text{下}}'$ —— ± 0.00 以下计算体积 (m^3)；

$f_{\text{下}}'$ —— ± 0.00 以下与室外空气接触的垂直外立面（包括： ± 0.00 至室外地平、至窗井底部、至下沉庭院等地平的外立面）面积 (m^2)；

$f_{\text{下}}$ —— ± 0.00 以下垂直外立面总面积（包括与室外空气接触和与土壤接触的外立面） (m^2)；

$V_{\text{下}}$ —— ± 0.00 以下 $f_{\text{下}}$ 包围的地下部分总体积 (m^3)。

A.1.4 屋面面积 (F_w)，为支承屋面的外墙外包线围成的面积，斜屋面或圆屋面为实际展开面积。

A.1.5 外门窗（包括非透光外门和外围护结构透光部位）面积 F_{nc} ，计算窗墙面积比 M_L 、 M_Lz

和屋面透光部位的面积比例 M_w 时，取洞口面积。

A.1.6 外窗开启的有效通风面积 F_{ck} 为窗开启最大时开启部分的投影面积，应按下式计算：

$$F_{ck} = a \times b \quad (\text{A.1.6})$$

式中： F_{ck} ——外窗开启的有效通风面积 (m^2)；

a ——开启距离 (m)，见图 A.1.6；

b ——平开窗高度或上(下)悬窗宽度 (m)，见图 A.1.6。

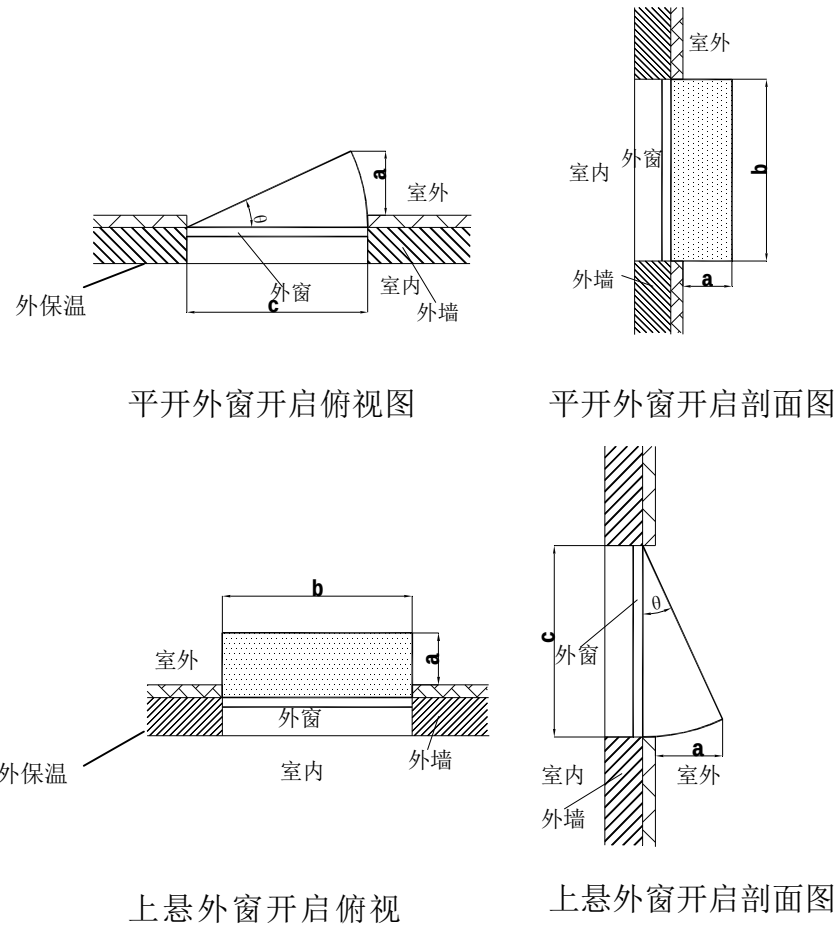


图 A.1.6 外窗开启有效通风面积示意图

A.1.7 建筑物立面朝向应按垂直于立面的法线角度确定，朝向范围如图 A.1.7 所示：

- 1 北向：北偏东 60° ~ 北偏西 60° ；
- 2 南向：南偏东 30° ~ 南偏西 30° ；
- 3 西向：西偏北 30° ~ 西偏南 60° （含西偏北 30° 和西偏南 60° ）；
- 4 东向：东偏北 30° ~ 东偏南 60° （含东偏北 30° 和东偏南 60° ）。

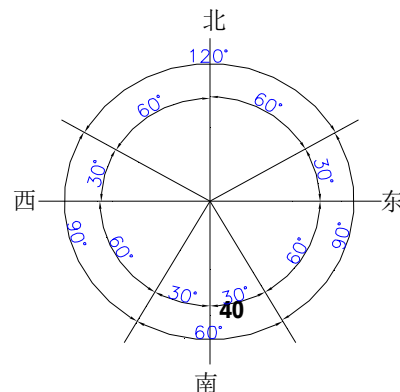


图 A.1.7 建筑物立面朝向范围

A.1.8 建筑物水平面和立面应如下确定：

- 1 坡屋面与水平面的夹角大于等于 **45°** 时按外墙计，小于 **45°** 时按屋面计；
- 2 圆形屋面切线与水平面的夹角大于等于 **45°** 部分按外墙计，小于 **45°** 部分按屋面计。

A.2 外墙和屋面平均传热系数的计算

A.2.1 外墙和屋面的平均传热系数 **K** 值，应按下式进行计算；

$$K = K_{zd} + \frac{\sum y_j \cdot l_j}{A} \quad (\text{A.2.1})$$

式中： **K** ——外墙和屋面计算单元的平均传热系数 $[\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})]$ ；
K_{zd} ——外墙和屋面计算单元主断面的传热系数 $[\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})]$ ；
ψ_j ——外墙和屋面计算单元上的第 **j** 个结构性热桥的线传热系数 $[\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})]$ ，按《民用建筑热工规范》**GB50176** 的规定计算；
l_j ——外墙和屋面计算单元第 **j** 个结构性热桥的计算长度 (**m**)；
A ——外墙和屋面计算单元的面积 (**m²**)。

A.2.2 外墙和屋面符合下列条件时，平均传热系数可按式 (A.2.2) 简化计算。

- 1 外墙及其热桥部分保温构造符合本标准表 **A.2.3** 的做法和要求；
- 2 热桥部分保温构造设计满足本标准第 **3.2.8** 条～第 **3.2.10** 条的要求；
- 3 单一立面窗墙面积比 **M_L ≤ 0.75**；
- 4 屋面设置的天窗面积与屋面总面积的比值 **M_w ≤ 0.20**。

$$K = \varphi \cdot K_{zd} \quad (\text{A.2.2})$$

式中 **K** ——外墙和屋面的平均传热系数 $[\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})]$ ；
K_{zd} ——外墙和屋面主断面传热系数，计算方法见《居住建筑节能设计标准》**DB11/891-2012** $[\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})]$ 附录 C；
φ ——外墙和屋面主断面传热系数的修正系数，外墙按表 **A.2.2-1** 取值，屋面按表 **A.2.2** 取值。

表 A.2.2-1 外墙主断面传热系数 **K_{zd}** 与平均传热系数 **K** 的关系

K $[\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})]$	构造 1		构造 2		构造 3	
	φ	K_{zd} $[\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})]$	φ	K_{zd} $[\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})]$	φ	K_{zd} $[\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})]$
0.40	1.10	0.35	1.20	0.33	1.30	0.31
0.45	1.10	0.41	1.20	0.38	1.30	0.35
0.50	1.10	0.45	1.20	0.42	1.30	0.38
0.60	1.10	0.55	1.20	0.50	1.30	0.46

注：1 主断面传热系数 **K_{zd}** 与表中数值不同时，可采用内插法确定修正系数 **φ** 值和平均传热系数 **K** 值；
 2 构造分类见本标准表 **A.2.3**。

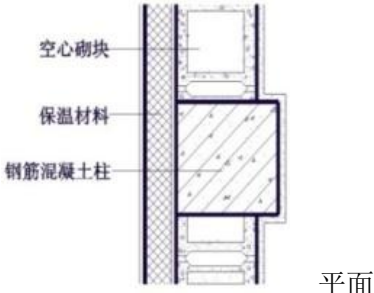
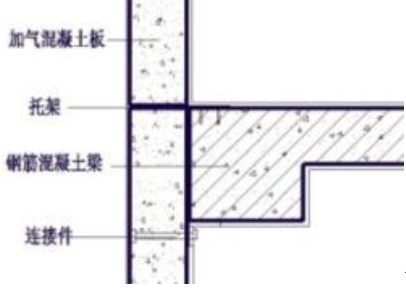
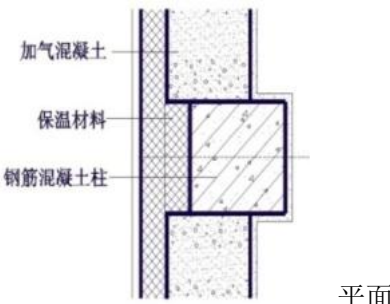
表 A.2.2-2 屋面主断面传热系数 K_{zd} 与平均传热系数 K 的关系

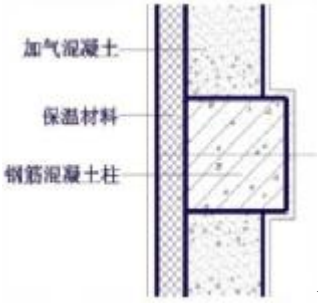
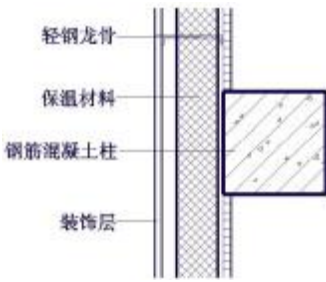
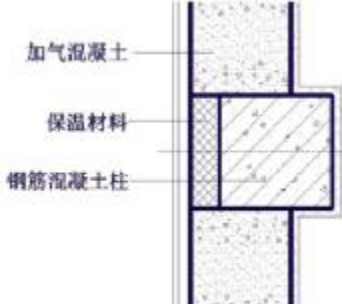
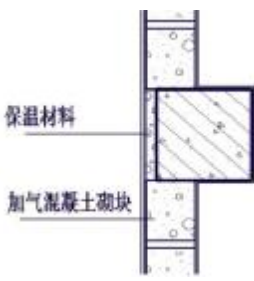
K [W/(m ² ·K)]	一般屋面		轻质屋面或有天窗屋面	
	φ	K_{zd} [W/(m ² ·K)]	φ	K_{zd} [W/(m ² ·K)]
0.35	1.10	0.32	1.20	0.29
0.40	1.10	0.36	1.20	0.33
0.45	1.10	0.41	1.20	0.38
0.55	1.10	0.50	1.20	0.46

注：轻质屋面指重量不大于 100kg/m^2 的屋面。

A.2.3 外墙保温构造应按表 A.2.3 分类。

表 A.2.3 外墙保温构造分类表

类型	代表做法	热桥部位与主断面热阻比值 R_R	做法示意图
构造 1	1 钢筋混凝土框架（框剪）或钢结构，采用一般轻集料空心砌块填充墙，外保温	$R_R \geq 0.85$	
	2 保温板外挂在主体结构外侧，例如加气混凝土板或其他重量大于等于 100kg/m^2 的非轻质复合保温板		
	3 钢筋混凝土框架（框剪）或钢结构，保温砌块（例如加气混凝土或保温空心砌块）作为填充墙，外保温，梁柱部分加强保温		

	4 钢筋混凝土剪力墙外保温, 外饰面包括幕墙或直接贴面砖或刷涂料		 剖面
构造 2	1 钢筋混凝土框架（框剪）或钢结构，保温砌块（例如加气混凝土或保温空心砌块）作为填充墙，外保温	$0.70 \leq R_r < 0.85$	 平面
	2 重量不大于 100kg/m^2 的轻质复合保温板外挂主体结构外侧，例如轻钢龙骨石膏板复合保温材料		 平面
	3 加气混凝土砌块或板材、或其他材料作为填充墙的单一材料自保温墙体，梁柱等热桥部分采用外保温（采用导热系数 $\lambda \leq 0.040$ 的高效保温材料）		 平面
构造 3	1 加气混凝土砌块或板材、或其他材料作为填充墙的单一材料保温墙体，梁柱部分外保温	$0.60 \leq R_r < 0.70$	 平面

--	--	--	--

注：表中热桥部位与主断面的热阻比值 R_R 的数值，为各代表做法的分类特性；未列入的保温构造做法，可根据实际构造计算 R_R 值，按其数值范围归入相应类别。

A.3 建筑外遮阳系数简化计算方法

A.3.1 建筑物立面透光部位单一形式的外遮阳系数应按下列公式计算；各种组合形式的外遮阳系数，由参加组合的各种形式遮阳的外遮阳系数的乘积确定。

$$SD = ax^2 + bx + 1 \quad (A.3.1-1)$$

$$x = A/B \quad (A.3.1-2)$$

式中： SD ——外遮阳系数；
 x ——外遮阳特征值，当 $x > 1$ 时，取 $x = 1$ ；
 a 、 b ——拟合系数，可按表 **A.3.1** 选取；
 A 、 B ——外遮阳的构造定性尺寸（m），可按图 **A.3.1-1**～**A.3.1-5** 确定。

表 **A.3.1** 建筑外遮阳拟合系数

序号	外遮阳基本类型	拟合系数	东	南	西	北
1	水平式（图 A.3.1-1 ）	a	0.34	0.65	0.35	0.26
		b	-0.78	-1.00	-0.81	-0.54
2	垂直式（图 A.3.1-2 ）	a	0.25	0.40	0.25	0.50
		b	-0.55	-0.76	-0.54	-0.93
3	挡板式（图 A.3.1-3 ）	a	0.00	0.35	0.00	0.13
		b	-0.96	-1.00	-0.96	-0.93
4	固定横百叶挡板式（图 A.3.1-4 ）	a	0.45	0.54	0.48	0.34
		b	-1.20	-1.20	-1.20	-0.88
5	固定竖百叶挡板式（图 A.3.1-5 ）	a	0.00	0.19	0.22	0.57

		b	-0.70	-0.91	-0.72	-1.18
--	--	----------	--------------	--------------	--------------	--------------

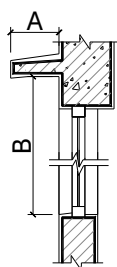


图 A.3.1-1 水平外遮阳特征值的示意图

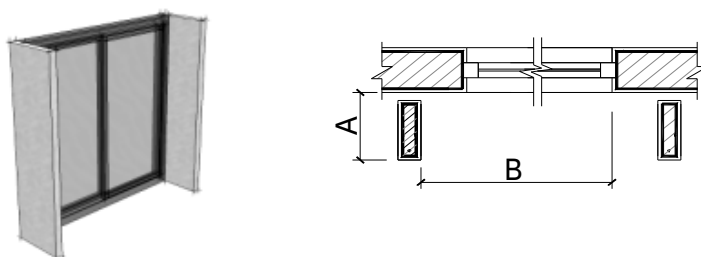


图 A.3.1-2 垂直外遮阳特征值的示意图

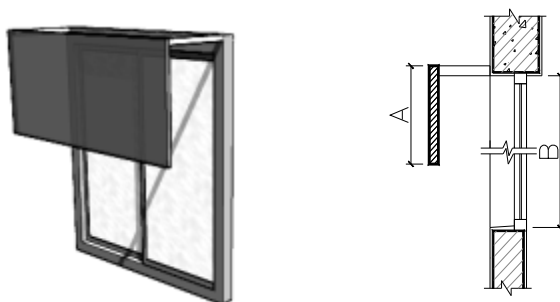


图 A.3.1-3 挡板外遮阳特征值的示意图

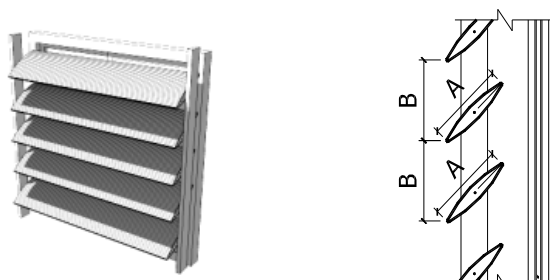


图 A.3.1-4 横白叶挡板外遮阳特征值的示意图

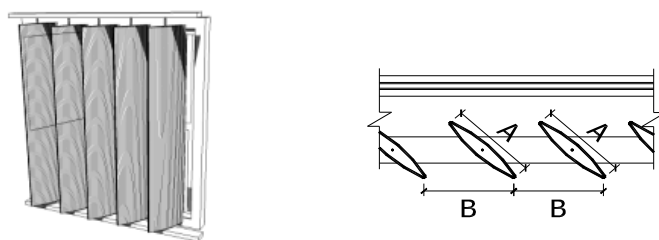


图 A.3.1-5 竖百叶挡板外遮阳特征值的示意图

A.3.2 当外遮阳的遮阳板采用有透光能力的材料制作时，外遮阳系数 **SD** 值应按下式进行修正：

$$SD = 1 - (1 - SD^*)(1 - h^*) \quad (\text{A.3.2})$$

式中：**SD**^{*}——外遮阳的遮阳板采用非透光材料制作时的外遮阳系数，应按本标准公式(A.3.1)计算；

η^* ——遮阳板的透射比，可按表 A.3.2 选取。

表 A.3.2 遮阳板的透射比

遮阳板使用的材料	规格	η^*
织物面料、玻璃钢类板	——	0.40
玻璃、有机玻璃类板	深色： $0 < SC \leq 0.6$	0.60
	浅色： $0.6 < SC \leq 0.8$	0.80
金属穿孔板	穿孔率： $0 < \varphi \leq 0.2$	0.10
	穿孔率： $0.2 < \varphi \leq 0.4$	0.30
	穿孔率： $0.4 < \varphi \leq 0.6$	0.50
	穿孔率： $0.6 < \varphi \leq 0.8$	0.70
铝合金百叶板	——	0.20
木质百叶板	——	0.25
混凝土花格	——	0.50
木质花格	——	0.45

A.3.3 采用简化计算方法计算各立面透光部位的外遮阳系数 **SD** 和得热系数 **SHGC** 时，可采用本标准表 B.2.4 进行计算。

附录 B 建筑专业节能判断

B.1 建筑专业节能判断文件

B.1.1 建筑专业节能判断文件应包括以下内容：

- 1 建筑设计说明中的外墙、屋面所用保温材料的品种，门窗类型等；
- 2 建筑立面图，屋面、外墙的构造大样或引用的标准图集图号；
- 3 建筑外围护结构做法表；
- 4 建筑热工性能直接判定表；
- 5 甲类建筑进行围护结构热工性能权衡判断时，计算机软件提供的计算报告。

B.1.2 应按表 B.1.2-1 和表 B.1.2-2 的格式填写建筑围护结构做法。

表 B.1.2-1 建筑围护结构非透光部位保温做法表

工程名称					建筑类型	(甲、乙、丙)		
设计单位					设计日期			
围护结构 及做法编号		保温体系 构造类型	构造层	材料名称	厚度 (mm)	传热系数 K [W/ (m²·K)]		保温层 热阻 R [(m²·K)/W]
						主断面	平均	
屋面	1	外保温	找坡层		(平均)			--
			保温层					
			结构层					
	2	外保温	找坡层		(平均)			--
			保温层					
			结构层					
外墙	1		主体结构					--
			保温层					
	2		主体结构					--
			保温层					
			主体结构					
			保温层					
变形缝墙	1	缝内填充 保温材料	保温材料		(深度)	--		--
	2	内保温	保温层					--
地面接触室 外空气的架 空、外挑楼板	1	--	主体结构					--
			保温层					
	2	--	主体结构					--
			保温层					
与供暖层相邻的非 供暖地下车库上部		--	主体结构					--
			保温层					
供暖房间和有外围 护结构非供暖房间 之间隔墙		--	主体结构					--
			保温层					
供暖地下室与土壤 接触的外墙		--	保温层			--		
周边地面		--	保温层			--		

注：外墙的保温体系和构造类型参考本标准表 A.2.3 的外墙构造分类代表做法填写。

表 B.1.2-2 建筑围护结构透光部位和外门做法表

工程名称				建筑类型	(甲、乙、丙)
设计单位				设计日期	
围护结构	朝向	类型	门窗热工参数		遮阳做法
			传热系数 K [W/(m ² ·K)]	遮阳系数 SC_e	
立面一般 外窗和透 光幕墙					
高大空间透 光非中空玻 璃幕墙					
屋面天窗					
外门				-	-

注：1 外窗类型指窗框材质和玻璃品种，例如：

- 1) 窗框材质：塑钢窗、木窗、玻璃钢窗、断桥铝合金窗、铝塑铝窗、铝包木窗等；
- 2) 玻璃品种：中空 **Low-E**、三玻（两中空），三玻（中空+**LOWE** 中空），三玻（中空+真空）等；
- 3) 门型指透光或非透光等，例如单层或双层玻璃门、自动旋转玻璃门、实体门等。
- 2 透光幕墙类型举例：全玻璃幕墙，玻璃肋型、明框、隐框、单元式、双层呼吸式玻璃幕墙等。
- 3 相同立面如采用不同传热系数的外窗，传热系数 K 可只填入所有外窗（门）的最不利数值。
- 4 遮阳做法可填：固定式水平、垂直、挡板及百叶外遮阳，活动外遮阳，中间遮阳和内遮阳。

B.2 建筑热工性能直接判定表和计算表

表 B.2.1 甲类建筑热工性能直接判定表

工程名称						建筑面积		m ²			
设计单位						设计日期					
体型系数 S	外表面积ΣF (m ²)				建筑体积 V ₀ (m ³)				S设计值		
									S 限值	0.40	
单一立面窗墙面积比 M _L	立面朝向编号						屋面透光部位与屋面总面积之比 M _w	设计值			
	设计值										
	限值	0.75							限值	0.20	
围护结构非透光部位和外门传热系数 K [W/ (m ² · K)]											
围护结构及构造			设计最大值		限值						
			平均	主断面	平均			主断面			
屋面	(一般 I /轻质 I /有天窗)				S≤0.3:0.45; 0.3<S≤0.4: 0.40		S≤0.3 一般:0.41 轻质或有天窗:0.38; 0.3<S≤0.4 一般:0.36 轻质或有天窗: 0.33				
	(一般 I /轻质 I /有天窗)										
外墙	(构造 1/2/3)				S≤0.3:0.50; 0.3< S≤0.4: 0.45		S≤0.3 构造 1:0.45 构造 2:0.42 构造 3:0.38 0.3<S≤0.4 构造 1:0.41 构造 2:0.38 构造 3:0.35				
	(构造 1/2/3)										
	(构造 1/2/3)										
底面接触室外空气的架空、外挑楼板					S≤0.3:0.50; 0.3< S≤0.4: 0.45						
与供暖层相邻非供暖车库地下室顶板					0.50						
供暖房间和有外围护结构非供暖房间之间隔墙					1.50						
外门					3.00						
变形缝	两侧墙内保温				0.60						
	缝外侧填保温材料		(保温材料 λ =)				限值 λ =0.45 [W/ (m · K)]				
围护结构透光部位热工性能											
立面透光部位 (不包括透光非中空玻璃幕墙)	朝向	M _L	传热系数 K [W/ (m ² · K)]			太阳得热系数 SHGC					
			设计值		限值		设计值		限值		
					见表 3.2.1-2				见表 3.2.1-2		
屋面天窗					2.0				S≤0.3: 0.35; 0.3<S≤0.4: 0.30		
透光非中空玻璃幕墙立面	朝向	M _L	透光非中空玻璃幕墙			其他透光部位				立面加权平均 K _{pj} [W/ (m ² · K)]	
			同立面透光面积比例		K	面积 (m ²)	1		2		
	设计值	限值		K			面积	K	面积	设计值	限值
				15%							
局部围护结构保温材料热阻 R[(m ² · K)/W]											
围护结构			设计值				限值				
周边地面							0.60				
供暖地下室与土壤接触的外墙							0.60				

表 B.2.2 乙类建筑热工性能直接判定表

工程名称							建筑面积 A		m ²			
设计单位							设计日期					
体型系数 S	外表面积 ΣF (m ²)			建筑体积 V ₀ (m ³)			S设计值					
							S 限值:A≤800m ² : 0.50 A>800m ² : 0.40					
单一立面 窗墙面积比 M _L	立面朝向编号						屋面透光部 位与屋面总 面积之比 M _w	设计值				
	设计值											
	限值	0.75							限值	0.20		
围护结构非透光部位和外门传热系数 K [W/ (m ² ·K)]												
围护结构编号及构造				设计最大值		限值						
				平均	主断面	平均			主断面			
屋面	(一般 I 轻质 I 有天窗)				S≤0.3:0.40; 0.3<S≤0.4: 0.35		S≤0.3 一般: 0.36 轻质或有天窗: 0.33					
	(一般 I 轻质 I 有天窗)						0.3<S≤0.4 一般: 0.32 轻质或有天窗:0.29					
外墙	(构造 1/2/3)				S≤0.3:0.45; 0.3< S≤0.4: 0.40		S≤0.3 构造 1:0.41 构造 2:0.38 构造 3:0.35					
	(构造 1/2/3)						0. S≤0.4 构造 1:0.35 构造 2:0.33 构造 3:0.31					
	(构造 1/2/3)											
底面接触室外空气的架空或外挑楼板						S≤0.3:0.45; 0.3< S≤0.4: 0.40						
与供暖层相邻非供暖车库地下室顶板						0.50						
供暖房间和有外围护结构非供暖房间之间隔墙						1.50						
外门						3.00						
变形缝	两侧墙内保温					0.60						
	缝外侧填保温材料		(保温材料 λ =)			限值 λ =0.45						
围护结构透光部位热工性能												
立面透光部位 (不包括透光 非中空玻璃幕 墙)	朝向	M _L	传热系数 K [W/ (m ² ·K)]				太阳得热系数 SHGC					
			设计值		限值		设计值		限值			
									见表 3.2.2-2			
屋面天窗					2.0				S≤0.3: 0.35; 0.3<S≤0.4: 0.30			
透光非 中空玻 璃幕墙 立面	朝向	M _L	透光非中空玻璃幕墙				其他透光部位				立面加权平均 K _{pj}	
			同立面透光面积比例		K	面积 (m ²)	1		2			
			设计值	限值			K	面积	K	面积	设计值	限值
				15%								
局部围护结构保温材料热阻 R[(m ² ·K)/W]												
围护结构			设计值					限值				
周边地面								0.60				
供暖地下室与土壤接触的外墙								0.60				

表 B.2.3 丙类建筑热工性能直接判定表

工程名称				建筑面积	m ²	
设计单位				设计日期		
体型系数 S	外表面积 ΣF（m ² ）		建筑体积 V ₀ （m ³ ）		S设计值	
					S限值	0.50
总窗墙面积比 M _{Lz}		设计值		屋面透光部位与屋 面总面积之比 M _w	设计值	
		限值	0.70		限值	0.20
围护结构热工性能						
围护结构项目			传热系数 K [W/（m ² ·K）]			
			设计最大值		限值	
			平均	主断面	平均	主断面
屋面（一般/轻质/有天窗）					0.55	一般：0.50 轻质或有天窗：0.46
外墙					0.60	0.50
底面接触室外空气的架空或外挑楼板				0.60		
供暖房间和有外围护结构的非供暖房间之间的楼板和地板				0.60		
外门				3.00		
立面其他透光部位				2.40		
屋面透光部位	传热系数 K			2.20		
	得热系数 SHGC			0.44		

注：表 B.2.1~B.2.3 太阳得热系数 $SHGC$ ：

- 1 有活动外遮阳或中间遮阳设施时填入“活动外遮阳”；
- 2 屋面和无固定外遮阳的立面透光部位太阳得热系数 $SHGC=0.87SC_c$ ， SC_c 为透光部位本身的遮阳系数，可根据门窗厂生产企业等提供的技术资料确定；
- 3 有固定外遮阳的立面透光部位太阳得热系数 $SHGC$ 可采用表 B.2.4 计算。

表 B.2.4 有固定外遮阳外窗（立面透光部位）太阳得热系数 $SHGC$ 辅助计算表

外窗 编号	窗		固定外遮阳					外遮阳系数 SD		太阳得热系数 SHGC
	遮阳系数 SC_c	朝向	类型	定性尺寸 (m)		特征值 x	透射比 η^*	单一	组合	
				A	B					
1										
2										
.....										

注：本表为填写建筑热工判断表时确定建筑物立面外窗（包括透光玻璃幕墙）太阳得热系数 $SHGC$ 的辅助计算表，表中涂灰单元格中为采用计算公式和相关数据的计算结果，可采用电子计算表自动计算填入。

使用方法如下：

- 1 计算公式见本标准第 3.2.5 条和附录 A.3。
- 2 朝向分别填写汉字：东、南、西、北。
- 3 固定外遮阳类型按下表填入序号数值。

序号	外遮阳基本类型	附录 A.3 图示
1	水平式外遮阳	图 A.3.1-1
2	垂直式外遮阳	图 A.3.1-2
3	挡板式外遮阳	图 A.3.1-3
4	固定横百叶挡板式	图 A.3.1-4
5	固定竖百叶挡板式	图 A.3.1-5

- 4 A、B 值见附录 A.3 的图示。
- 5 遮阳装置或构件透射比 η^* 按下表填入数值。

遮阳材料	规格	η^*
非透光实体	—	0
织物面料、玻璃钢类板	—	0.40
玻璃、有机玻璃类板	深色： $0 < SC \leq 0.6$	0.60
	浅色： $0.6 < SC \leq 0.8$	0.80
金属穿孔板	穿孔率： $0 < \phi \leq 0.2$	0.10
	穿孔率： $0.2 < \phi \leq 0.4$	0.30
	穿孔率： $0.4 < \phi \leq 0.6$	0.50
	穿孔率： $0.6 < \phi \leq 0.8$	0.70
铝合金百叶板	——	0.20
木质百叶板	——	0.25
混凝土花格	——	0.50
木质花格	——	0.45

B.3 甲类建筑热工性能权衡判断

B.3.1 甲类建筑热工性能权衡判断专用模拟计算软件应具有以下功能：

- 1 自动生成符合本标准第 3.3.4 条规定的参照建筑计算模型；
- 2 气象参数采用典型气象年数据；
- 3 根据软件建立的建筑模型和外遮阳设施，计算对透光部位的外遮阳系数 SD；
- 4 根据外围护结构做法考虑建筑围护结构的蓄热性能；
- 5 按照本标准第 B.3.3 条的要求，分别定义工作日和节假日室内人员数量、照明功率、设备功率、室内温度、供暖和空调系统运行时间；
- 6 计算全年 8760 小时逐时负荷；
- 7 逐时负荷计算时，能够计算 10 个以上建筑分区；
- 8 按本标准第 B.3.4 条的方法将建筑全年累计耗冷量和累计耗热量折算为耗电量；

9 按照本标准第 B.3.6 条的要求，直接生成建筑围护结构热工性能权衡判断计算报告，报告应包括计算原始信息和计算结果。

- B.3.2** 应根据本标准第 3.3.2 条的步骤进行权衡判断计算，且应符合以下要求：
- 1 所设计建筑的形状、大小、朝向、内部空间划分和使用功能、建筑构造尺寸、建筑围护结构传热系数、做法、遮阳系数、窗墙面积比、屋面开窗面积应与建筑设计文件一致。
 - 2 除设计文件明确为非空调区的建筑功能区，均应按照设置供暖和空调计算。
 - 3 设计和参照建筑的供暖和空调统一采用两管制风机盘管加新风系统。
 - 4 设计和参照建筑供暖空调热源和冷源统一采用燃煤锅炉和电驱动水冷式冷水机组。

- B.3.3** 权衡判断计算中，供暖空调系统逐时负荷计算参数应按下列要求取值：
- 1 系统为间歇式运行，建筑物的工作时间按表 B.3.3-1 取值；
 - 2 供暖空调房间温度按表 B.3.3-2 取值，且应考虑室内温度 $\pm 1^{\circ}\text{C}$ 的正常波动；
 - 3 照明功率密度值及开关时间按表 B.3.3-3 和 B.3.3-4 取值；
 - 4 房间人均占有的使用面积按表 B.3.3-5 取值；
 - 5 房间人员在室率按表 B.3.3-6 取值；
 - 6 新风量和新风运行时间按表 B.3.3-7 和 B.3.3-8 取值；
 - 7 电气设备功率密度和使用率按表 B.3.3-9 和 B.3.3-10 取值；
 - 8 室内热源散热量辐射和对流的比例按表 B.3.3-11 取值；
 - 9 人员的散热量和散湿量按表 B.3.3-12 取值；
 - 10 大型综合体建筑应根据建筑功能，按照表中相近功能建筑划分区域类型后取值。

表 B.3.3-1 建筑物的工作时间表

建筑类别	系统运行日期	工作时间
商场	全年	9：00～21：00
公路客运站	全年	8：00～22：00
铁路客运站	全年	7：00～24：00
航空港-旅客公共区	全年	0：00～24：00
体育建筑	全年	9：00～21：00
观演建筑	全年	10：00～22：00
博览建筑	全年	10：00～21：00
宾馆建筑	全年	0：00～24：00
办公建筑	工作日	8：00～18：00
	节假日	-

表 B.3.3-2 供暖空调房间温度

日期	时间	室内空气温度（℃）
冬季 11 月 1 日~3 月 15 日	正常工作	18
	正常工作时间的前一小时	15
	其他	5
夏季 5 月 1 日~9 月 30 日	正常工作	26
	正常工作时间的前一小时	28

	其他	37
--	----	----

表 B.3.3-3 室内照明功率密度 (W/m^2)

建筑类别		照明功率密度 (W/m^2)
商场建筑	一般商场	10.0
	高档商场	16.0
交通建筑-候车(机)、售票、出发大厅		9.0
体育建筑		7.0
观演建筑		9.0
博览建筑		10.0
办公建筑		9.0
宾馆建筑		7.0

表 B.3.3-4 照明开启率时间表

时间	照明开启率 (%)
正常工作	90
正常工作时间的、后一小时	20
其他	10

表 B.3.3-5 房间人均占有的使用面积 ($m^2/人$)

建筑类别		人均占有的使用面积 ($m^2/人$)
商场建筑	一般商场	4
	高档商场	10
交通建筑		5
体育建筑		3
观演建筑		3
博览建筑		4
办公建筑		8
宾馆建筑		16

表 B.3.3-6 房间人员在室率时间表

时间	人员在室率 (%)
正常工作	90
正常工作时间的、后一小时	10
其他	0

表 B.3.3-7 人均新风量

建筑类别	新风量 ($m^3/h \cdot 人$)
------	-------------------------

商场建筑	一般商场	15
	高档商场	20
交通建筑		20
体育建筑		20
观演建筑		14
博览建筑		20
办公建筑		30
宾馆建筑		30

表 B.3.3-8 新风运行情况

建筑类型	时间	新风运行情况
宾馆建筑	全天	开
其他建筑	正常工作	开
	其他	关

表 B.3.3-9 电气设备功率密度

建筑类别		电气设备功率密度 (W/m ²)
商场建筑	一般商场	10.0
	高档商场	20.0
交通建筑		10.0
体育建筑		10.0
观演建筑		10.0
博览建筑		10.0
办公建筑		15.0
宾馆建筑		15.0

表 B.3.3-10 电气设备使用率

时间	电气设备使用率 (%)
正常工作	85
正常工作时间的前、后一小时	10
其他	0

表 B.3.3-11 室内热源散热量辐射和对流的比例

热源	辐射比例 (%)	对流比例 (%)
照明	67	33
设备	30	70
人体显热	40	60

表 B.3.3-12 人员散热量和散湿量

类别	显热 (W/人)	潜热 (W/人)	散湿量 (g/(h·人))
商场建筑	58	123	184
交通建筑	61	73	109
体育建筑	61	73	109
观演建筑	62	46	68
博览建筑	61	73	109
办公建筑	61	73	109
宾馆建筑	62	46	68

B.3.4 建筑物供暖和供冷全年综合耗电量应按下列式计算：

$$E = E_C + E_H \quad (\text{B.3.4-1})$$

$$E_C = \frac{Q_C}{2.5} \quad (\text{B.3.4-2})$$

$$E_H = \frac{Q_H}{h_1 \cdot q_1 \cdot q_2} \quad (\text{B.3.4-3})$$

式中 E ——建筑物供暖和供冷全年综合耗电量($\text{kW} \cdot \text{h}$)；

E_C ——建筑物全年供冷耗电量($\text{kW} \cdot \text{h}$)；

E_H ——建筑物全年供热耗电量($\text{kW} \cdot \text{h}$)；

Q_C ——建筑物全年累计耗冷量 ($\text{kW} \cdot \text{h}$)，通过动态模拟软件计算确定；

2.5——空调供冷系统总综合性能系数取值，为供冷量与空调供冷系统总输入能量（包括冷源设备、冷却水泵、冷却塔、空调冷水循环泵、末端设备等）之比；

Q_H ——建筑物全年累计耗热量 ($\text{kW} \cdot \text{h}$)，通过动态模拟软件计算确定；

η_1 ——热源为燃煤锅炉的供暖系统综合效率，取 $\eta_1=0.60$ ；

q_1 ——标准煤热值，取 **8.14** ($\text{kW} \cdot \text{h}/\text{kgce}$)；

q_2 ——发电煤耗，取 **$q_2=0.330$** ($\text{kgce}/(\text{kW} \cdot \text{h})$)。

B.3.5 利用专用模拟计算软件进行权衡判断计算时，应根据建筑平面、立面和剖面图建立建筑模型，并输入设计建筑的以下技术资料：

1 各立面和屋面的非透光部位围护结构做法，包括主体结构层、保温层、找坡层等材料 and 厚度；

2 非透光围护结构各部分平均传热系数 K 值；

3 各透光部位围护结构传热系数 K 值、遮阳系数 SC_c 及遮阳做法；

4 其他计算数据。

B.3.6 专用模拟计算软件应按 **B.3.6** 表的格式生成甲类建筑围护结构热工性能权衡判断计算报告。

表 B.3.6 甲类建筑围护结构热工性能权衡判断计算报告

工程名称					建筑面积		m^2		
设计单位					计算日期				
采用软件					软件版本				
体型系数 S					外表面积 ΣF (m^2)				建筑体积 V_0 (m^3)
单一立面窗墙面积比 M_L 和屋面透光部位与屋面总面积之比 M_w									
立面、屋面编号		屋面 1	屋面 2	屋面 3	立面 1	立面 2	立面 3	立面 4	立面 5
设计 建筑	计算值								
	是否满足限值								
参照建筑取值									
设计建筑围护结构非透光部位和外门传热系数 K [$W/(m^2 \cdot K)$]									
屋面		编号		屋面 1		屋面 2		屋面 3	
		构造		(一般/轻质/有天窗)		(一般/轻质/有天窗)		(一般/轻质/有天窗)	
		设计值	主断面						
			平均						
		是否满足限值							
		是否满足最大限值							
外墙		编号		立面 1	立面 2	立面 3	立面 4	立面 5	
		构造号		(1/2/3)	(1/2/3)	(1/2/3)	(1/2/3)	(1/2/3)	
		设计值	主断面						
			平均						
		是否满足限值							
		是否满足最大限值							
其他围护结构		底面接触室外空气的架空、外挑楼板		与供暖层相邻非供暖车库地下室顶板		供暖房间和有外围护结构非供暖房间之间隔墙		外门	
设计值									
是否满足限值									
是否满足最大限值									

续表 B.3.6

设计建筑围护结构透光部位热工性能							
立面一般 外窗和透 光幕墙	编号						
	朝向						
	所在立面 M_L						
	K [W/(m ² ·K)]	设计值					
		是否满足限值					
		是否满足最大限值					
	SHGC	设计值					
		是否满足限值					
		是否满足最大限值					
屋面天窗	编号						
	M_w						
	K [W/(m ² ·K)]	设计值					
		是否满足限值					
		是否满足最大限值					
	SHGC	设计值					
		是否满足限值					
		是否满足最大限值					
	高大空间透 光非中空玻 璃幕墙	编号					
朝向							
所在立面 M_L							
占同立面透光部 位比例 (%)		设计值					
		是否满足限值					
立面加权平均 K [W/(m ² ·K)]		设计值					
		是否满足限值					
		是否满足最大限值					
局部围护结构保温材料热阻 R [(m ² ·K)/W]							
围护结构	编号	1	2	3			
变形缝 (两侧墙内保温时)	设计值						
	是否满足限值						
周边地面	设计值						
	是否满足限值						
供暖地下室 与土壤接触的外墙	设计值						
	是否满足限值						
权衡判断计算结果							
设计建筑和参照建筑全年综合耗电量比值 $E_{\text{设}}/E_{\text{参}}$							
结论				设计建筑的围护结构热工性能合格/不合格			

附录 C 机电专业设计计算资料

C.1 冷源系统综合性能系数计算

C.1.1 当制冷设备与冷却水泵和冷却塔采用一对一配置时, 每台制冷机组的**SCOP**值按下式计算确定, 且不得小于本标准表**4.2.14**规定的限值。

$$SCOP = \frac{Q_c}{E_e} \quad (C.1.1-1)$$

C.1.2 当多台制冷设备共用一套冷却水系统时, 多台制冷设备的综合**SCOP_z**值按公式(C.1.2-1)计算确定, 且不应小于按公式 (C.1.2-2) 冷量加权计算得出的综合限值**SCOP_{zx}**。

$$SCOP_z = \frac{\sum Q_c}{\sum E_e} \quad (C.1.2-1)$$

$$SCOP_{zx} = \frac{\sum_{i=1}^n Q_{ci} SCOP_i}{\sum Q_c} \quad (C.1.2-2)$$

C.1.3 制冷设备冷源侧名义工况需要输入的总电量或总用能量 E_e 和 $\sum E_e$ 如下计算:

1 电制冷设备输入总电量

$$E_e = E_L + E_b + E_t \quad (C.1.3-1)$$

$$\sum E_e = \sum E_L + \sum E_b + \sum E_t \quad (C.1.3-2)$$

$$E_L = \frac{Q_c}{COP \text{ 或 } EER} \quad (C.1.3-3)$$

2 溴化锂吸收式直燃机组总用能量

$$E_e = Q_i + (A + E_b + E_t) / h_e \quad (C.1.3-4)$$

$$\sum E_e = \sum Q_i + \sum A / h_e + \sum E_b / h_e + \sum E_t / h_e \quad (C.1.3-5)$$

$$Q_i = W \cdot q / 3600 \quad (C.1.3-6)$$

C.1.4 冷却水泵设计工况耗电量 E_b , 可按下式计算确定

$$E_b = 0.003096 G \cdot H / h_b \quad (C.1.4)$$

以上各式中

Q_c ——名义工况各台制冷设备的制冷量 (kW);

E_e ——名义工况各台制冷设备冷源侧需要输入的总电量或总用能量 (kW);

E_L ——名义工况各台电制冷设备的耗电量 (kW), 按公式 (C.1.3-3) 计算;

E_b ——制冷设备对应的冷却水泵设计工况耗电量 (kW), 按公式 (C.1.4) 计算;

E_t ——制冷设备对应的冷却塔风机设计工况耗电量 (kW), 可近似按设备名牌功率取值;

Q_i ——名义工况直燃机组制冷热消耗量 (kW), 按公式 (C.1.3-6) 计算;

A ——各直燃机组制冷时消耗的电力 (kW), 可大致根据产品技术资料提供的数据确定;

W ——产品技术资料提供的燃气消耗量 (m^3/h), 或燃油消耗量 (kg/h);

q ——产品技术资料提供的燃料消耗量对应的燃气热值 (kJ/m^3) 或燃油热值 (kJ/kg)

Q_{ci} ——第 i 台制冷设备名义工况制冷量 (kW);

$SCOP_i$ ——第 i 台制冷设备的 SCOP 限值, 见本标准表 4.2.14;

n ——制冷机组台数;

η_e ——电和热的转换系数, 可取 $\eta_e = 0.45$;

G ——冷却水泵设计工况流量 (m^3/h);

H ——冷却水泵设计工况扬程 (m 水柱);

h_b ——冷却水泵设计工况点效率, 根据水泵生产企业提供的数据取值, 当无资料时可按水泵流量近似取值: $G \leq 60 \text{ m}^3/\text{h}$ 时取 0.63, $60 \text{ m}^3/\text{h} < G \leq 200 \text{ m}^3/\text{h}$ 时取 0.69, $G > 200 \text{ m}^3/\text{h}$ 时取 0.71。

C.1.4 冷源系统综合制冷性能系数 SCOP 可采用本标准提供的表 D.2.3-2 和表 D.2.3-3 进行计算。

C.2 冷却塔供冷设计计算

C.2.1 冷却塔供冷的设计计算步骤如下:

- 1 计算冬季内区房间风机盘管负担冷负荷;
- 2 根据夏季已选定的风机盘管和内区风机盘管负担的冬季冷负荷, 计算确定空调冷水设计温度;
- 3 确定系统总供冷量和流量, 进行负荷侧系统设备配置;
- 4 根据系统总供冷量, 结合冷却塔、冷源水循环泵的配置和冷却塔冷却特性, 确定冷源侧水流量、设计水温和满足水温的室外湿球温度;
- 5 预测冷却塔供冷时间;
- 6 确定冷却塔供冷的自动控制方案。

C.2.2 冷却塔冷却特性见图 C.2.2-1~4。图中流量比为冷却塔冬季供冷时的设计流量与夏季名义流量之比; Δt 为冷却塔供冷时进出口温差。

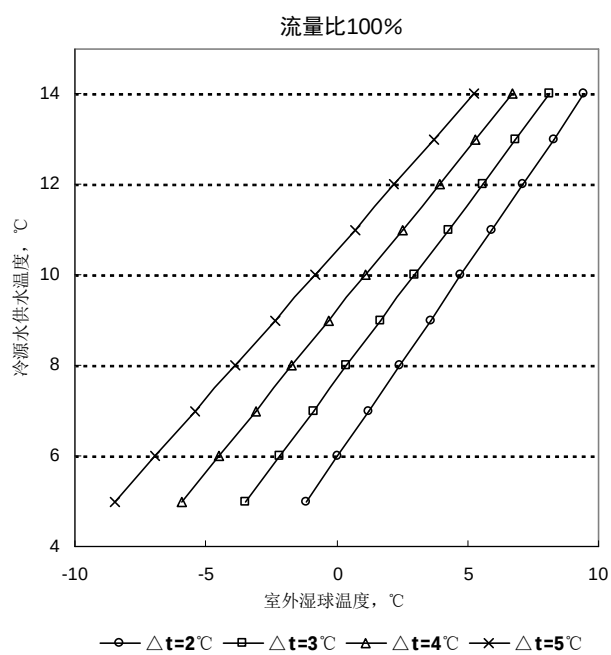


图 C.2.2-1 冷却塔特性曲线——流量比 100%

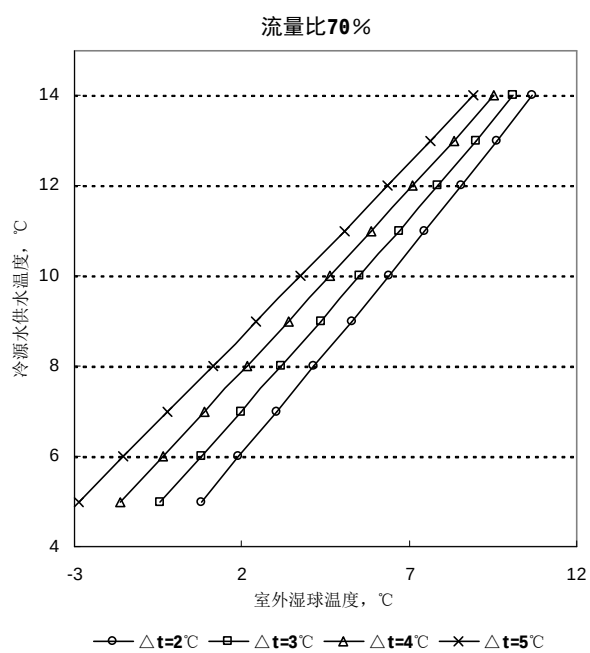


图 C.2.2-2 冷却塔特性曲线——流量比 70%

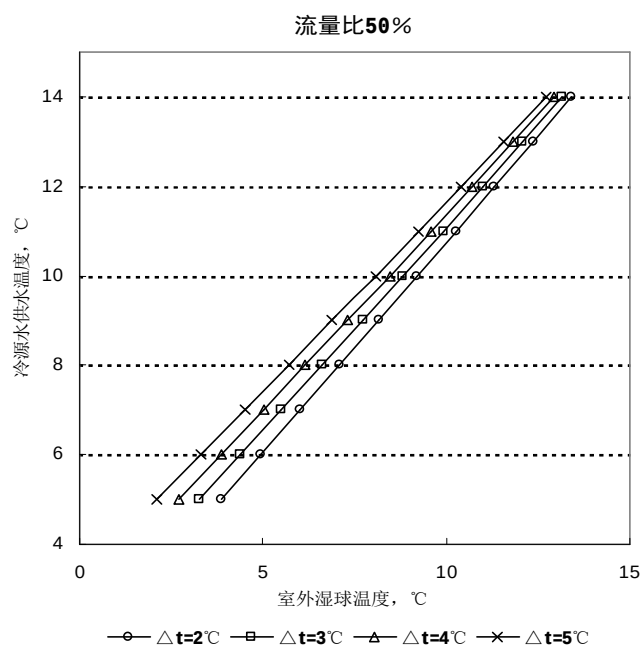


图 C.2.2-2 冷却塔特性曲线—流量比 50%

C.2.3 北京地区全年常用冷却塔供冷时间见表 C.2.3。

表 C.2.3 北京地区全年常用冷却塔供冷时间

室外空气 湿球温度 t_w ($^{\circ}\text{C}$)	冷却塔供冷天数	
	全天 24 小时 100%满足	全天 60%小时数满足
	采暖期(11月15日~3月15日)	采暖期(11月15日~3月15日)
—5	14	19
—4	19	28
—3	26	43
—2	39	56
—1	48	71
0	68	82
1	81	92
2	90	101
3	101	105
4	104	107
5	106	107
6	110	111
7	112	117
8	117	119
9	119	121
10	121	121
11	121	121
12	121	121
13	121	121

C.3 空气能量回收装置冬季防结露校核计算

C.3.1 判断空气能量回收装置排风出口空气相对湿度 ψ 是否大于等于 100%，应计算设计工况时的排风出口空气实际含湿量 d_4 （假设不结露），并与该工况时空气的饱和含湿量 d_{4b} 进行比较，如果 $d_4 \geq d_{4b}$ ，则判断 $\psi \geq 100\%$ 。空气能量回收装置冬季性能参数变化示意图 C.3.1。

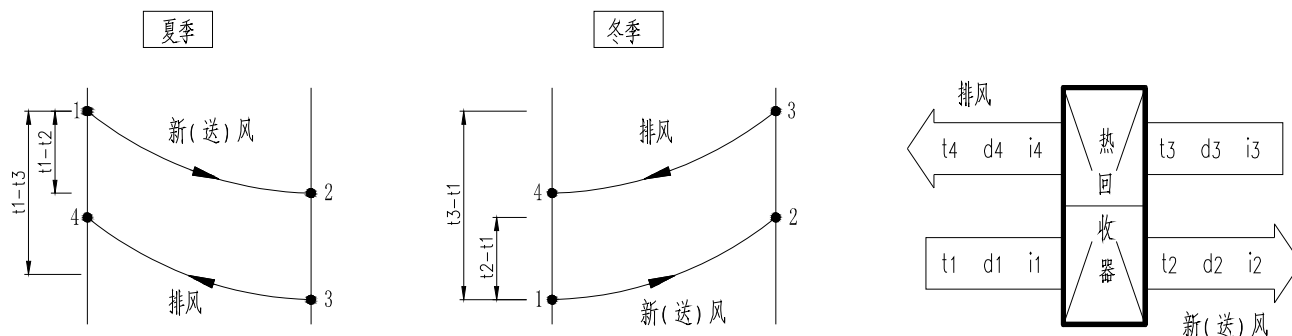


图 C.3.1 空气能量回收装置冬季性能参数变化示意

C.3.2 排风出口空气饱和含湿量 d_{4b} ，按下列公式计算：

$$d_{4b} = 622 \frac{P_{4b}}{B - P_{4b}} \quad (\text{g/kg 干空气}) \quad (\text{C.3.2-1})$$

$$P_{4b} = e^{c1+c2+c3+c4+c5+c6} \quad (\text{C.3.2-2})$$

式中： P_{4b} ——排风出口空气饱和水蒸汽分压力 (Pa)，通过公式 (C.3.2-2) 计算得出；

B ——当地大气压 (Pa)，北京地区取 $B=10^5$ Pa；

$c1=-5800.2206/(273.15+t_4)$ ；

$c2=1.3914993$ ；

$c3=-0.04860239(273.15+t_4)$ ；

$c4=0.41764768 \times 10^{-4}(273.15+t_4)^2$ ；

$c5=0.14452093 \times 10^{-7}(273.15+t_4)^3$ ；

$c6=6.5459673 \ln(273.15+t_4)$ ；

t_4 ——排风出口空气干球温度 (°C)，通过公式 (C.3.3-3) 计算得出。

C.3.3 已知设备的温度（显热回收）效率和焓（全热回收）效率，排风出口空气含湿量 d_4 按下列公式计算：

$$d_4 = \frac{1000 \cdot (i_4 - 1.006t_4)}{2500 + 1.84t_4} \quad (\text{g/kg 干空气}) \quad (\text{C.3.3-1})$$

$$i_4 = i_3 - \frac{h_i \cdot \min(L_x r_x, L_p r_p)(i_3 - i_1)}{L_p r_p} \quad (\text{C.3.3-2})$$

$$t_4 = t_3 - \frac{h_t \cdot \min(L_x r_x, L_p r_p)(t_3 - t_1)}{L_p r_p} \quad (\text{C.3.3-3})$$

式中： i_4 ——排风出口空气焓值 (kJ/kg 干空气) 根据公式 (C.3.3-2) 计算得出；
 t_4 ——排风出口空气干球温度通过公式 (C.3.3-3) 计算得出 (°C)；
 η_i ——全热回收效率，近似按产品技术资料提供的冬季规定工况效率确定。
 η_t ——温度 (显热) 效率 (%), 近似按产品技术资料提供的冬季的规定工况效率确定；
 i_3 ——排风进口空气焓值 (kJ/kg 干空气)，根据室内空气的设计工况确定；
 i_1 ——新风进口空气焓值 (kJ/kg 干空气)，北京地区取 $i_1 = -8.19$ kJ/kg 干空气；
 t_3 ——排风进口干球温度 (°C)，根据室内设计工况确定；
 t_1 ——新风进口干球温度 (°C)，北京地区取 $t_1 = -9.9$ (°C)；
 L_x ——新风量 (m³/h)；
 L_p ——排风量 (m³/h)；
 ρ_x ——设计工况新风空气密度 (kg/m³)，北京地区取 $\rho_x = 1.3$ kg/m³；
 ρ_p ——排风空气密度 (kg/m³)，一般取 $\rho_p = 1.2$ kg/m³。

C.3.4 空气能量回收装置冬季防结露校核可采用本标准提供的表 D.2.5-2 进行计算。

C.4 管道绝热层最小厚度和最小热阻

C.4.1 水管绝热层厚度可按表 C.4.1-1 和表 C.4.1-2 确定。采用其他保温材料或其导热系数与表中 λ_m 取值差异较大时，最小保温厚度应按下式修正：

$$d'_{\min} = \frac{l'_m \cdot d_{\min}}{l_m}$$

式中 $d'_{\min}$ ——修正后的最小保温层厚度 (mm)；

$d_{\min}$ ——表 C.4.1-1 和表 C.4.1-2 中最小保温层厚度 (mm)；

l'_m ——实际选用的保温材料在其平均使用温度下的导热系数 [W/(m·°C)]；

l_m ——表 C.4.1-1 和表 C.4.1-2 中保温材料在其平均使用温度下的导热系数 [W/(m·°C)]，见下表。

保温材料	表号	λ_m [W/(m·K)]	备注
柔性泡沫橡塑	C.4.1-1、2	$0.034 + 0.00013 t_m$	式中 t_m 为绝热层平均使用温度，可按管道中介质供回水平均温度和使用期环境温度平均值的平均值近似计算。
离心玻璃棉	C.4.1-1	$0.033 + 0.00023 t_m$	
	C.4.1-2	$0.031 + 0.00017 t_m$	

表 C.4.1-1 建筑物内供暖、空调和生活热水管道绝热层最小厚度 $\delta_{\min}$

管道类型	绝热材料			
	离心玻璃棉		柔性泡沫橡塑	
	公称管径（mm）	$\delta_{\min}$ （mm）	公称管径 DN（mm）	$\delta_{\min}$ （mm）
热和冷热合用管道 （5℃≤管内介质温度≤80℃）	≤DN40	35	≤50	25
	DN50～100	40	70～150	28
	DN125～250	45	≥200	32
	≥DN300	50		
供热管道 （80℃<管内介质温度≤95℃）	≤DN50	50	-	
	DN70～150	60		
	≥DN200	70		

注：当系统输送冷热量的供回水管路总长度超过 500m 时，绝热层厚度可增加 5~10mm。

表 C.4.1-2 室外管沟敷设供热管道绝热层最小厚度 $\delta_{\min}$

最高介质温度 (℃)	柔性泡沫橡塑绝热层 $\delta_{\min}$ (mm) 及对应公称管径 DN							
	25	28	32	36	40	45	50	
60	≤DN20	DN25~ DN40	DN50~ DN125	DN150~ DN400	≥DN450	--	--	
80	--	--	≤DN32	DN40~ DN70	DN80~ DN125	DN150~ DN450	≥DN500	
最高介质温度 (℃)	离心玻璃棉绝热层 $\delta_{\min}$ (mm) 及对应公称管径 DN							
	50	60	70	80	90	100	120	140
95	≤DN25	DN32~ DN70	DN80~ DN150	DN200~ DN400	DN450~ 2000	≥2500	--	--
140	--	≤DN25	DN32~ DN50	DN70~ DN100	DN125~ DN200	DN250~ DN 450	≥500	--
190	- -	--	≤DN25	DN32~ DN50	DN70~ DN80	DN100~ DN150	DN200~ DN450	≥500

注：设备保温厚度可按本表最大直径管道的保温厚度再增加 5mm。

C.4.2 室内空气调节风管绝热层热阻不应小于表 C.4.2 规定的数值。

表 C.4.2 室内空气调节风管绝热层最小热阻 $R_{\min}$

风管类型	适用介质温度 ($^{\circ}\text{C}$)		$R_{\min}$ ($\text{m}^2 \cdot \text{K/W}$)
	冷介质最低温度	热介质最高温度	

一般空调风管	15	30	0.81
低温风管	6	39	1.14

C.5 照明节能设计计算

C.5.1 照度标准值 E 的确定

1 《建筑照明设计标准》GB50034 对照度的相关规定

1) 照度标准值分级 (lx): 0.5、1、2、3、5、10、15、20、30、50、75、100、150、200、300、500、750、1000、1500、2000、3000、5000。

2) 当符合下列一项或多项条件时, 作业面或参考平面的照度, 可按照度标准值分级提高一级:

- (1) 视觉要求高的精细作业场所, 眼睛至识别对象的距离大于 500mm;
- (2) 连续长时间紧张的视觉作业, 对视觉器官有不良影响;
- (3) 识别移动对象, 要求识别时间短促而辨认困难;
- (4) 视觉作业对操作安全有重要影响;
- (5) 识别对象与背景辨认困难;
- (6) 作业精度要求高, 且产生差错会造成很大损失;
- (7) 视觉能力显著低于正常能力;
- (8) 建筑等级和功能要求高。

3) 当符合下列一项或多项条件时, 作业面或参考平面的照度, 可按照度标准值分级降低一级:

- (1) 进行很短时间的作业;
- (2) 精度或速度无关紧要;
- (3) 建筑等级和功能要求较低。

2 实际照明设计时, 在选择了相关设计参数后通过计算得到的设计照度值, 通常不会恰好是照度标准值。在一般情况下, 设计照度值与照度标准值相比较, 可有-10%~+10%的偏差; 照明场所安装的灯具小于 10 个时, 在满足照度均匀度要求的前提条件下, 允许设计照度值适当超过此偏差。

3 由于竣工验收现场能实测的不是设计执行的照度值, 而是初始照度值, 为便于竣工验收时直接比对, 宜在设计中提供典型房间和场所的设计初始照度值。这样才有利于照明验收实际操作, 可以将设计初始照度值的 0.9 倍作为现场实测照度值的达标下限, 实际的光源、镇流器、灯具和环境结合后的结果, 应高于达标下限值。

C.5.2 照明功率密度值 LPD 和照度能效比 E/LPD

照度能效比 E/LPD 可以作为照明设计参考的能效指标, 保证设计的房间或场所在选定的相关参数条件下, 达到规定的 E 值并确保 LPD 值不超标。

根据《建筑照明设计标准》GB50034 规定, 当房间或场所的照度值高于或低于规定的照度标准值时, 应按公式 (C.5.2-1) 按比例提高或折减照明功率密度值。例如, GB50034 第 6 章强制性条文对应的表 6.1.2~6.1.6 中, E/LPD 的最大比值是 500/18。E 值向上或向下浮动一档时, 对应的 LPD 值也应按比例提高或折减。

$$E_{\text{设}}/LPD_{\text{设}} \geq E/LPD \quad (C.5.2-1)$$

将 $E_{\text{设}} = \frac{n \cdot m \cdot \Phi_1 \cdot U \cdot K}{A}$, $LPD_{\text{设}} = \frac{n \cdot m (P_L + P_B)}{A}$, $\eta_{\text{电}} = \frac{P_L}{P_L + P_B}$, $\eta_{\text{光}} = \frac{\Phi_1}{P_L}$ 代入公式 (C.5.2-1)

中，可推导得出公式 (C.5.2-2)：

$\eta_{\text{光}} \cdot \eta_{\text{电}} \cdot U \cdot K \geq E / LPD$ (C.5.2-2)

- 各式中：E—— 照度标准值 (lm/m²)；
E_设—— 照度设计值 (lm/m²)；
LPD—— 照明功率密度标准值 (W/m²)；
LPD_设—— 照明功率密度设计值 (W/m²)；
E/LPD—— 标准照度能效比 (lm/m²)；
E_设/LPD_设—— 设计照度能效比 (lm/m²)；
η_光—— 光源的光效 (lm/W)；
η_电—— 镇流器的电转换效率，见 C.5.5；
n —— 灯具数量；
m —— 灯具内光源数量；
U —— 利用系数，见 C.5.6；
K —— 维护系数；
Φ₁—— 单个光源光通量 (lm)；
P_L—— 光源实际功率 (W)；
P_B—— 镇流器功耗 (W)。

C.5.3 光源光效 η_光

根据公式 (C.5.2-2)，可得到 η_光 的计算公式：

$\eta_{\text{光}} \geq \frac{E}{LPD \cdot \eta_{\text{电}} \cdot U \cdot K}$ (C.5.3)

假设 η_电=0.9, U=0.5, K=0.8, 则可通过公式 (C.5.3) 速算主体光源参考光效 η_光，见表 C.5.3。
当实际环境与假设条件差别不大时，如果主体光源选择了光效偏低的光源，照明设计很难在功率密度限值内做下来，而如果主体光源选择了高于参考光效的光源，则相对易于完成照明设计。

表 C.5.3 主体光源参考光效 η_光

房间或场所	照明功率密度 LPD (W/m ²)		对应 照度值 E (lx)	参考光效 η _光	
	现行值	目标值		现行值	目标值
普通办公室、会议室、洽谈室、教室、阅览室、治疗室、诊室、实验室、会议报告厅、美术品、纪念品售卖区、美术制作室、编目室、交易大厅	9	8	300	93	104
儿童乐园	10	8	300	83	104
重要图书馆的阅览室、老年阅览室、高档办公室、设计室、化验室、美术教室、计算机教室、电子阅览室	15	13.5	500	93	103
候诊室、挂号厅	6	5.5	200	93	101
高档商店营业厅	16	14.5	500	87	96

一般商店营业厅	10	9	300	83	93
药房	17	15	500	82	93
高档超市营业厅	17	15.5	500	82	90
大堂	11	9	300	76	93
服务大厅、一般超市营业厅、专卖店营业厅、仓储超市	11	10	300	76	83
西餐厅	6	5	150	69	83
学生宿舍、雕塑展厅、藏品提看室	6.5	5.5	150	64	76
公共大厅、一般展厅、营业大厅	9	8	200	62	69
中餐厅	10	8	200	56	69
多功能厅、宴会厅、高档展厅	15	13.5	300	56	62
病房、绘画展厅、常设展厅	5	4.5	100	56	62
藏品库房	4.5	4	75	46	52
客房层走廊	4	3	50	35	46

C.5.4 镇流器的电转换效率 $\eta_{\text{电}}$

$\eta_{\text{电}}$ =输出功率/输入功率。以 36W 灯管为例，当采用相当于欧标 A2、A3、B1、B2 能效等级的镇流器时，根据《照明设计手册》中记录的功率值，可以计算出对应的 $\eta_{\text{电}}$ 值， $\eta_{\text{电}}$ 下限值见表 C.5.5。

表 C.5.5 36W 灯管 $\eta_{\text{电}}$ 下限值

镇流器类型	电子镇流器		电感镇流器	
	低损耗	普通	超低损耗	低损耗
能效等级	A2	A3	B1	B2
光源+镇流器总输入功率	$\leq 36\text{W}$	$\leq 38\text{W}$	$\leq 41\text{W}$	$\leq 43\text{W}$
灯管实际功率	32W(高频)	32W(高频)	36W(50Hz)	36(50Hz)
$\eta_{\text{电}}$ 下限值	≥ 0.889	≥ 0.842	≥ 0.878	≥ 0.837

C.5.5 利用系数 U 的取值

1 照明设计时如果已经可以确定房间的顶棚、墙壁、地面的反射比（见本标准第 3.1.14 条），应明确表示出，并根据室形指数 RI 查灯具利用系数表，得到房间的利用系数 U。

2 照明设计时如果还不能确定房间的顶棚、墙壁、地面的反射比，应明确表示出照明设计参考的各项反射比，既作为照度计算的依据，也作为后续室内设计、施工的指标要求。

C.5.6 照明节能设计步骤

1 根据房间或场所的基本条件初步判断可用光源光效 $\eta_{\text{光}}$ 的范围。例如：对于高档办公室， $E=500\text{lx}$ ， $\text{LPD}=15\text{W}/\text{m}^2$ ， $K=0.8$ ，节能设计至少要选择 T8 直管荧光灯和达到 A2 级的镇流器，电转换效率 $\eta_{\text{电}}$ 能够达到 0.90 以上。可将基本参数代入公式（C.5.3）：

$$\eta_{\text{光}} \geq \frac{E}{\text{LPD} \cdot \eta_{\text{电}} \cdot U \cdot K} = \frac{500}{18 \times 0.878 \times U \times 0.8} = 46.3/U \text{ (lm/W)}$$

如果该办公室反射比不够理想，实际利用系数 U 的值只能取到 0.5 左右或更低的，即使采用了比较节能的镇流器等附件，光源仍然要选择高达 93lm/W 以上的高效率才能达标，所以需要选择 T5 或 T8 型的三基色荧光灯，使用其他中低光效的光源是不能达标的。

如果建筑专业和室内装修的设计师能够将有利于照明节能的高反射系数材质运用到照明

环境中，照明设计能够得到更高的利用系数 U 的值，同样仍然采用高效的光源和灯具，就能把实际的功率密度 LPD 值进一步降下来，做到更加节能。

2 综合多种因素进行照明设计，通过照度计算确定灯具选型。

3 进行照明功率密度实际值的验算，严格遵守《建筑照明设计标准》GB50034 强制性条文规定的照明功率密度值的要求。

设计时可以填写电子表 C.5.7 进行计算，在选择设计参数的同时就看到了计算结果，满足功率密度要求后，就可以在平面图上落实布灯方案。表中无计算公式和数据来源的项目为设计已知数据，由设计人根据工程实际情况填入，涂灰单元格为电子表的自动计算结果。

表 C.5.6 照明设计计算表

工程名称				计算区域				
照明计算参数指标		单位	计算公式 和数据来源	房间编号				
				1	2	3	4	
基本 条件	房间长度 L	m	--					
	房间宽度 W	m	--					
	房间面积 A	m ²	A=L×W					
	照度标准值 E1	lx	GB50034-2013 表 6.3.1~6.3.13 表 5.2.1~5.5.1					
	功率密度现行值 LPD1	W/m ²	GB50034-2013 表 6.3.1~6.3.13					
执行 指标	照度执行值 E2	lx	GB50034 -2013 4.1.1~4.1.5					
	功率密度折算值 LPD2	W/m ²	LPD2=LPD1xKrxE2/E1					
	能效利用指标	lm/W	E2/LPD2					
计算 参考 条件	参考平面高度 h1	m	--					
	灯具安装高度 h2	m	--					
	灯具计算高度 h3	m	h3=h2-h1					
	室形指数 RI	--	RI=A/[h3(L+W)]					
	顶棚反射比	%	--					
	墙壁反射比	%	--					
	地面反射比	%	--					
灯具 选型 一般 参数	灯型	--	--					
	格栅类型	--	--					
	灯具利用系数 U	--	灯具选型手册					
	灯具维护系数 K	--	GB50034 -2013 表 4.1.6					
	灯具数量 n	套	--					
	灯具内光源数量 m	个	--					
光源	单个光源光通量Φ1	lm	--					

指标	单个灯具光通量 $\Phi 2$	lm	$m \times \Phi 1$					
	所有灯具总光通量 $\Phi 3$	lm	$n \times \Phi 2$					
	光源显色指数 Ra		GB50034					
	光源色温	K	GB50034					
	光源额定功率 Pr	W	--					
	光源额定光效 $\eta_{光}$		$\Phi 1/Pr$					
镇流器指标	镇流器输出频率	KHz	GB50034					
	光源实际功率 PL	W	--					
	镇流器功耗 PB	W	--					
	电转换效率 $\eta_{电}$		$PL/(PL+PB)$					
	单个灯具功率 P1	W	$m \times (PL+PB)$					
	线路功率因数 PF		GB50034					
	灯电流波峰系数 CF		GB50034					
	谐波限值等级标识		--					
照度验算	初始照度值 E3	lx	$\Phi 3 \times U/A$					
	初始照度达标下限 Eb	lx	$E3 \times 0.9$					
	维持平均照度值 E4	lx	$E3 \times K$					
LPD验算	灯具总安装功率 P	W	$n \times P1$					
	实际 LPD 值 LPD3	W/m ²	$LPD3=P/A$					
	能效利用指标 η_{Σ}	lm/W	$\eta_{光} \cdot \eta_{电} \cdot U \cdot K$					
结论	是否满足 $\eta_{光} \cdot \eta_{电} \cdot U \cdot K \geq E2/LPD2$							

附录 D 机电专业节能判断

D.1 机电专业节能判断文件

D.1.1 节能判断应提供各专业的的设计说明、设备表和设计图纸，说明中应有节能设计的相关要求。

D.1.2 暖通专业节能判断设计文件还包括以下内容：

- 1 空调冷负荷计算书；
- 2 供暖热负荷计算书；
- 3 空调供暖水系统管网水力平衡计算书；
- 4 节能直接判定表和计算表（只需填写和提交工程中存在的项目）；
- 5 进行空调系统权衡判断时，空调系统权衡判断计算输出报告。

D.1.3 电气专业节能判断设计文件还包括以下内容：

- 1 电能分项计量仪表分布表；

2 照明节能设计判定表。

D.2 暖通专业节能直接判定表和计算表

D.2.1 暖通总体节能判定

表 D.2.1 暖通总体节能判定表

工程名称								
设计单位					设计日期			
项目		判断内容					遵照条文	
冷源	电冷水机组选型	冷负荷计算总值（kW）		机组总装机制冷量（kW）			4.1.3	
							4.2.15	
	冬季内区供冷	内区面积（m ² ）	冬季冷负荷（kW）	采用的空调系统形式	利用自然冷源措施		4.2.26	
							4.2.27	
热源		热源形式	供热负荷计算总值（kW）	供热水温（℃）/供热量总体调节措施			4.1.3	
				水系统 1	水系统 2	水系统 3	……	4.6.2
主要区域室温自控措施		风机盘管	散热器	地面供暖	新风系统	全空气系统	其他	4.6.6
								4.6.7 4.6.8
计量		冷热源能量计量项目	热源机房供热量计量	供冷机房供冷量计量	用户名称和结算点计量表安装位置		4.6.12 4.6.13 4.3.14	
		（燃料消耗量、设备耗电量、补水量）	（有或无）	（有或无）	供热	供冷		

D.2.2 直接电加热热源判定

表 D.2.2 直接电加热热源判定表

工程名称						
设计单位					设计日期	
项目		直接电加热 设备名称	采用条件			
供暖	全部采用 市政电		是否具备集 中供热条件	环保或消防 的限制原因	不能采用热泵供暖的原因	
	可再生 能源发电		发电量（kW）		直接电热供暖、加湿用电量（kW）	
	低谷电 蓄热		冬季电力供 应是否充足	电锅炉是否在用电高 峰和平峰段使用	冷源侧装机 总容量（kW）	电锅炉装机 容量（kW）
电蒸汽加湿			是否有其他加湿用蒸汽源		冬季必须保证相对湿度要求的电蒸 汽加湿房间名称	

注：遵照条文 4.2.1

D.2.3 冷热源设备节能判定

表 D.2.3-1 冷热源设备节能判定表

工程名称								
设计单位						设计日期		
设备/系统名称	主要规格参数	判定项目						遵照条文
锅炉及燃料种类	单台名义热功率 (kW)	名义热效率 (%)						4.2.2
		实际值			限值			
水冷电冷水机组	名义制冷量 Q _c (kW)	制冷性能系数 COP			冷源系统综合性能系数 SCOP ¹⁾			4.2.6 4.2.14
		实际值	限值	实际值	限值			
风冷电冷水机组	名义制冷量 Q _c (kW)	制冷性能系数 COP						4.2.6
		实际值			限值			
多联机	名义制冷量 CC (kW)	制冷综合性能系数 IPLV (C)		室外机功率 P _{in,o} (kW)	冷媒配管长度 (m)	制冷量衰减系数 K _c	满负荷性能系数 EER (限值 2.8) ²⁾	4.2.10 4.2.11
		实际值	限值					
水冷单元式空调机 ²⁾	名义制冷量 CC (W)	制冷能效比 EER			冷源系统综合性能系数 SCOP ¹⁾			4.2.8 4.2.14
		实际值	限值	实际值	限值			

续表 D.2.3

设备名称		主要规格参数		判定项目								遵照条文			
风冷式单元 机组		名义制冷量 CC (W)		制冷能效比 EER								4.2.8			
				实际值				限值							
直燃机 ^{3) 4)}		制冷量 Q _c (kW)	制热量 Q _r (kW)	消耗电力 A (kW)	制冷			制热			4.2.12 4.2.13 4.2.14				
					热消耗量 Q _i (kW)	性能系数 COP _{zr} (限值 1.20)	综合性能系数 SCOP _{zr} (限值 1.04)	热消耗量 Q _i (kW)	性能系数 COP _{zr} (限值 0.9)						
冷却塔 ⁵⁾		单台冷却塔底盘存水容积（不设集水箱）（m ³ ）				集水箱调节容积（m ³ ）						4.2.20			
		设备编号	所需容积		实际容积	所需调节容积			实际调节容积						
供暖空调 水系统 循环泵		供暖水系统耗电输热比 EHR-h ⁶⁾				空调水系统耗电输冷比 ECR-a ⁷⁾				空调水系统耗电输热比 EHR-a ⁷⁾				4.3.6	
		系统 1		系统 2		系统 1		系统 2		系统 1		系统 2			
		计算值	限值	计算值	限值	计算值	限值	计算值	限值	计算值	限值	计算值	限值		

注：1 水冷式冷水机组和单元机组的冷源系统综合性能系数 SCOP 值可使用表 D.2.3-2 进行计算。

2 多联机满负荷性能系数 $EER=K_c \cdot CC/P_{in,o}$

3 直燃机制冷和制热性能系数 COP_{zr} 按本标准第 4.2.13 条进行计算。

4 直燃机综合制冷性能系数 $SCOP_{zr}$ 可使用表 D.2.3-3 进行计算。

5 冷却塔底盘所需存水容积 (不设集水箱) 和集水箱所需调节容积可使用表 D.2.3-4 进行计算。

6 供暖水系统循环泵的耗电输热比 $EHR-h$ 可使用表 D.2.3-5 进行计算。

7 空调水系统循环泵的耗电输热比 $EHR-a$ 和耗电输冷比 $ECR-a$ 可使用表 D.2.3-6 进行计算。

表 D.2.3-2 水冷式电制冷机组冷源系统综合性能系数 SCOP 计算表

机组与冷却水泵、冷却塔采用一对一配置

制冷机组				冷却泵				冷却塔 耗电量 E_t	SCOP 计算值	SCOP 限值
类型	制冷量 Q_c	COP 或 EER	耗电量 E_L	流量 G	扬程 H	效率 η_b	耗电量 E_b			
	kW	/	kW	m ³ /h	m	/	kW	kW	/	/

多台机组共用一套冷却水系统

制冷机组								冷却泵				
类型	单台制 冷量	同规格 数量	同规格 制冷量 Q_c	COP 或 EER	耗电量 E_L	SCOP 限值	$Q_c \cdot \text{SCOP}$	流量 G	扬程 H	效率 η_b	同规格 数量	耗电量 E_b
	kW	台	kW	/	kW	/	/	m ³ /h	m	/	台	kW
机组制冷 量总计 ΣQ_c		机组耗电 量总计 ΣE_L		冷却泵耗 电量总计 ΣE_b		冷却塔风机 总功率 ΣE_t		综合 SCUP_z		限值 SCOP_{zx}		(结论: 符合要求/不 符合要求)

注：1 遵照条文 4.2.14。
2 表中涂灰单元格为采用计算公式的计算结果，可采用电子计算表自动计算填入。

表 D.2.3-3 直燃机组冷源系统综合性能系数 SCOP 计算表
直燃机组与冷却水泵、冷却塔采用一对一配置

直燃机组				冷却泵				冷却塔 功率 E_t	总用能量 E_e	SCOP 计算值	结论
制冷量 Q_c	燃气(燃油) 耗量 W	燃气(燃油) 热值 q	制冷 耗电量 A	流量 G	扬程 H	效率 η_b	功率 E_b				
kW	m ³ /h(kg/h)	kJ/m ³ (kJ/kg)	kW	m ³ /h	m	/	kW	kW	kW	/	/

多台直燃机组共用一套冷却水系统

直燃机组								冷却泵				
单台机组				同规格机组合计				单台泵			同规格泵合计	
制冷量 Q_c	燃气(燃油) 耗量 W	燃气(燃油) 热值 q	耗电量 A	数量	制冷量 Q_c	耗电量 A	制冷耗热量 Q_i	流量 G	扬程 H	效率 η_b	数量	功率 E_b
kW	m ³ /h(kg/h)	kJ/m ³ (kJ/kg)	kW	台	kW	kW	kW	m ³ /h	m	/	台	kW
机组制冷量 总计 ΣQ_c		机组耗电量 总计 ΣA		冷却泵功率总计 ΣE_b			冷却塔风机总功率 ΣE_t			用能量总计 ΣE_e		
综合 SCUP _z		限值 SCOP _{zx}		结论								

注：1 遵照条文 4.2.14。
2 表中涂灰单元格为采用计算公式的计算结果，可采用电子计算表自动计算填入。

表 D.2.3-4 冷却塔存水容积计算表

单台冷却塔底盘存水容积（不设集水箱）

冷却塔 类型	单塔 循环量 G_t	湿润填料 水量 V_t	冷却塔上部管段水量				集水盘 容量
			接塔支管		共用干管		
I	m^3/h	m^3	长度 m	管径 mm	长度 m	管径 mm	m^3

集水箱调节容积

冷却塔 类型	循环量 G_t	填料水量 V_t	冷却塔上部管段					
			管段 1		管段 2		管段 3	
/	m^3/h	m^3	长度 m	管径 mm	长度 m	管径 mm	长度 m	管径 mm
			冷却塔下部管段					
			管段 1		管段 2		管段 3	
			长度 m	管径 mm	长度 m	管径 mm	长度 m	管径 mm
湿润填料总水量 V_t (m^3)			管段总水容量 V_g (m^3)			集水箱最小调节容积 V_x (m^3)		

注：1 遵照条文 4.2.20。

2 表中涂灰单元格为采用计算公式的计算结果，可采用电子计算表自动计算填入。

表 D.2.3-5 供暖水系统耗电输热比 EHR-h 计算表

系统名称		设计热负荷 Q (kW)	设计供回水 温差 ΔT ($^{\circ}C$)	最大水泵 流量 G (m^3/h)	
管网长度 ΣL (m)		水泵级数	系统 α 值	系统 A 值	
系统 B 值		系统 EHR	EHR 限值	结论	
同规格水泵编号	1	2	3	4	/
水泵流量 G (m^3/h)					/
水泵扬程 H (m)					/
水泵效率 η_b					/
水泵数量 (台)					/
$G \cdot H / \eta_b$					水泵总功率 (kW)

注：1 遵照条文 4.3.6。

2 表中涂灰单元格为采用计算公式的计算结果，可采用电子计算表自动计算填入。

表 D.2.3-6 空调水系统耗电输冷（热）比 EC（H）R-a 计算表

供热系统						
系统名称	系统制式	设计热负荷 Q (kW)	供回水温差 ΔT (°C)	管网长度 ΣL (m)	水泵级数	最大水泵流量 G (m³/h)
系统 A 值	系统 B 值	系统 α 值	系统 EHR	EHR 限值	结论	
同规格水泵编号	1	2	3	4	/	/
水泵流量 G (m³/h)					/	/
水泵扬程 H (m)					/	/
水泵效率 η_b					/	/
水泵数量 (台)					/	/
$G \cdot H / \eta_b$					水泵总功率 (kW)	
供冷系统						
系统名称		设计冷负荷 Q (kW)	供回水温差 ΔT (°C)	管网长度 ΣL (m)	水泵级数	最大水泵流量 G (m³/h)
系统 A 值	系统 B 值	系统 α 值	系统 ECR	ECR 限值	结论	
水泵编号	1	2	3	4	/	/
水泵流量 G (m³/h)					/	/
水泵扬程 H (m)					/	/
水泵效率 η_b					/	/
水泵数量 (台)					/	/
$G \cdot H / \eta_b$					水泵总功率 (kW)	

注：1 遵照条文 4.3.6。

2 表中涂灰单元格为采用计算公式的计算结果，可采用电子计算表自动计算填入。

D.2.4 全空气系统节能判定

表 D.2.4 全空气系统节能判定表

工程名称						
设计单位					设计日期	
空调区域类型 及空调系统功能		系统编号	送风量 (m ³ /h)	最大新风量 (m ³ /h)	最大新风比 (%)	最大总新风 比限值 (%)
一般房间 夏季供冷冬季供热		1			—	—
		2			—	—
					—	—
		总				≥50
人员密集大空间 夏季供冷冬季供热		1				—
		2				—
						—
		总				≥70
内区全 年供冷	多个房间 共用一个 空调系统	1				≥70
		2				≥70
						≥70
	同一大空 间有几个 空调系统	1			—	—
		2			—	—
					—	—
		总				≥70

注：遵照条文 4.4.7。

D.2.5 集中新风系统、全空气直流系统、热回收双向换气机节能判定

表 D.2.5-1 集中新风系统、全空气直流系统、热回收双向换气机节能判定表

工程名称							
设计单位						设计日期	
系统编号	集中新风（直流）系统		热回收系统				
	新(送)风量 $G_x(G_s)$ (m^3/h)	是否进行 热回收	排风量 G_p (m^3/h)	$G_p/G_x(G_s)$	$\Sigma G_p/\Sigma G_x$	冬季空气 出口相对 湿度	新风是否 进行预热 处理
新风 1					--		
新风 2					--		
新风 3					--		
.....					--		
总计	$\Sigma G_x=$	--	$\Sigma G_p=$	--		--	--
限值	--	--	--	0.75~1.33	≥ 0.25	<100%	
直流 1					--		
直流 2					--		
.....					--		
限值	--	--	--	0.75~1.33	--	<100%	--
遵照条文	4.4.11、4.4.12、4.4.13		--	4.4.14、4.4.12	4.4.11	4.4.14	4.4.14
不设置有组织送新风的 空调区人员所需总新风 量 G_{xz} (m^3/h)			热回收双向换气机负担人 员所需新风量(m^3/h)			G_x/G_{xz}	遵照条文
						($\geq 25\%$)	4.4.15

注：1 不进行热回收的“新风系统”不需填写“热回收系统”中各项参数。

2 冬季出口相对湿度可按表 D.2.5-2 进行计算。

表 D.2.5-2 空气能量回收装置冬季防结露校核计算表

温度效率 η_t	焓效率 η_i	新风量 L_x	排风量 L_p	新风进口 焓值 i_1	新风进口 温度 t_1	排风进口相对湿度 ϕ_3	排风进口温度 t_3
/	/	m^3/h	m^3/h	kJ/kg 干空气	$^{\circ}C$	%	$^{\circ}C$
				-8.19			
排风出口温度 t_4		排风出口饱和水 蒸气分压力 P_{4b}		排风出口饱和含湿量 d_{4b}		排风出口含湿量 d_4	结论
$^{\circ}C$		Pa		g/kg 干空气		g/kg 干空气	/

注：1 遵照条文 4.4.15，计算方法见附录 C.3。

2 表中涂灰单元格为采用计算公式的计算结果，可采用电子计算表自动计算填入。

D.3 空调系统权衡判断计算输出报告

D.3.1 基本信息

工程名称			
设计单位		设计日期	
建筑层数（地下/地上）		建筑面积（m ² ）	

D.3.2 冷热源参数

1 集中冷站（集中空调冷水系统冷源）

集中冷站 1										
设计总冷负荷（kW）										
冷源	相同设备 编号	冷机						冷却水泵 ⁴⁾		冷却塔 功率 ⁴⁾ （kW）
		类型 ¹⁾	台数 ²⁾	名义工况供 冷量（kW） ³⁾	制冷性能 系数 COP	冷水供水 温度（℃）	供回水 温差（℃）	流量 （m ³ /h）	扬程 （m）	
水冷 电冷水机组	1									
	2									
										
风冷 电冷水机组	1							/	/	/
	2							/	/	/
								/	/	/

直燃型吸收式冷水机组	1	/				/	/			
	2	/				/	/			
		/				/	/			
蒸汽或热水吸收式冷水机组	1	/			/	/	/			
	2	/			/	/	/			
		/			/	/	/			
地源热泵冷水机组	1					/	/	/	/	/
	2					/	/	/	/	/
						/	/	/	/	/
冰蓄冷系统	1					/	/			
	2					/	/			
						/	/			

集中冷站 2、3……（略）

- 注：1 电制冷冷水机组类型：涡旋式，螺杆式——定频、变频，离心式——定频、变频，磁悬浮离心式——定频、变频。
- 2 设备台数：不包括备用设备。
- 3 冷机名义工况供冷量：冰蓄冷系统指空调名义工况（非制冰工况），地源热泵机组指冷却水温为 30/35℃的名义工况（非地下水水温时的运行工况）。
- 4 冷却水系统：冷却水泵和冷却塔与冷水机组一一对应，冷却塔功率为名牌功率。

2 其他分散冷源

水冷单元机组									
建筑类型 1 设计总冷负荷 (kW) ¹⁾									
系统/相同 设备编号		冷机				冷却水泵 ⁴⁾			冷却塔功率 (kW) ⁴⁾
		类型 ²⁾	设备台数 ³⁾	名义工况供冷量 (kW)	制冷性能系数 EER	流量 (m ³ /h)	扬程 (m)	台数 ³⁾	
1	1-1								
	1-2								
	...								
2	2-1								
	2-2								
	...								
建筑类型 2、3…… (略)									

风冷单元机组				
建筑类型 1 设计总冷负荷 (kW) ¹⁾				
相同设备编号	类型 ²⁾	设备台数 ³⁾	名义工况供冷量 (kW)	制冷性能系数 EER
1				
2				
.....				
建筑类型 2、3…… (略)				

多联机系统			
建筑类型 1 设计总冷负荷 (kW) ¹⁾			
相同系统编号	系统数量	名义工况供冷量 (kW)	满负荷性能系数 EER ⁵⁾
1			
2			
.....			
建筑类型 2、3..... (略)			

- 注： 1 设计总冷负荷：按建筑类型计，整栋建筑以一种类型为主时，按统一一种类型计；当大型建筑明显分为两种及以上类型（例如裙房为大型商业，塔楼为办公）时，按各类型分为建筑类型 **1、2、3.....** 分别计。
- 2 单元机组类型：分为接风管、不接风管。
- 3 设备台数：不包括备用设备。
- 4 水冷式单元机组冷却水系统：多台机组共用冷却水系统，冷却塔功率为该系统所有冷却塔的名牌功率总和。
- 5 多联机组满负荷性能系数 **EER**：根据本工程直接判定表的计算数据填入。

3 非常规冷源

冷源形式	设计总冷负荷 (kW)
冷源不在所设计的建筑内（包括区域供冷等）	
热电冷三联供	
其他	

注：采用“其他”非常规冷源时，设计人应注明冷源形式。

4 热源

工程设计总热负荷 (kW)	
---------------	--

D.3.3 空调、供暖水输送系统参数

1 空调冷水输送系统

系统名称	设计负荷 (kW)	水泵台数	ECR-a	
			限定值	设计值

注：1 系统名称：由设计人命名，例如，集中冷源 1 空调冷水系统，集中冷源 1 低区空调冷水系统、高区空调冷水系统，集中冷源 2……等。
2 水泵台数不包括备用泵。
3 ECR-a 限定值和设计值根据本工程直接判定表的计算数据填入（采用本标准表 D.2.3-6 另行计算）。

2 空调热水输送系统

系统名称	设计负荷 (kW)	水泵台数	HER-a	
			限定值	设计值

注：1 系统名称：由设计人命名，例如，热力站 1 空调热水系统或低区空调热水系统、热力站 1 高区空调热水系统，热力站 2……等。
2 水泵台数不包括备用泵。
3 HER-a 的限定值和设计值根据本工程直接判定表的计算数据填入（采用本标准表 D.2.3-6 另行计算）。

3 供暖水输送系统

系统名称	设计负荷 (kW)	水泵台数	HER-h	
			限定值	设计值

注：1 系统名称：由设计人命名，例如，热力站 1 散热器采暖系统、地面辐射采暖系统，热力站 2……等。
2 水泵台数不包括备用泵。
3 HER-h 的限定值和设计值根据本工程直接判定表的计算数据填入（采用本标准表 D.2.3-5 另行计算）。

D.3.4 空调系统参数

建筑类型 1 ¹⁾			所属冷源 2)				
空调系统类型			总送风量 (m ³ /h)	新风比(%)		建筑面积 3) (m ²)	热回收排风量 (m ³ /h)
				最小	最大		
全空气	一般房间 4)	系统 1					/
		系统 2					/
							/
	人员密集大空间 5)	系统 1					/
		系统 2					/
							/
	内区全年供冷	系统 1					/
		系统 2					/
							/
直流	计入热回收系统	系统 1		/	/		
		系统 2		/	/		
				/	/		
	不计入热回收系统总量			/	/		/
集中新风	计入热回收系统总量			/	/		
	不计入热回收系统总量			/	/		/
不设有组织集中送新风空调区总量 6)				/	/		

建筑类型 2、3……（略）

注：1 建筑类型：整栋建筑以一种类型为主时，空调系统按统一类型计算；当大型建筑明显分为两种及以上类型（例如裙房为大型商业，塔楼为办公）时，空调系统按各类建筑类型分为建筑类型 1、2、3……分别计算；建筑类型的编号应与 D.3.2-2 一致。

建筑类型分为以下种类，当所设计建筑不在下列种类之内时，由设计人员根据实际建筑的负荷特性、作息时间挑选相类似的建筑类型名称。

- 1) 办公建筑；
- 2) 旅馆建筑，包括旅馆内的餐厅、游泳池、附属会议室等附属设施；
- 3) 商业建筑，包括建筑内的各类商业及娱乐设施；
- 4) 会展建筑，包括会展中心、博物馆、展览馆、美术馆、纪念馆及其附属设施；
- 5) 教学建筑，包括大学、中小学、培训学校等的教学楼；
- 6) 观演建筑，包括剧院、音乐厅、电影院等；

- 7) 医疗建筑，包括医院门诊楼、病房楼；
 - 8) 体育建筑，包括体育馆、游泳馆等；
 - 9) 交通建筑，包括铁路、公路、水路客运站和航空港；
 - 10) 文化建筑：包括文化宫、少年宫、宗教建筑等。
- 2 所属冷源：名称编号应与 D.3.2 一致；当一类建筑中、存在多种冷源时，应分别按所属冷源填表计算。
- 3 建筑面积：
- 1) 为包括所服务的空调区域内不设空调的走廊、卫生间、楼梯间等的大致面积；例如各层均为风机盘管加新风系统时，“计入热回收的集中新风系统总量”其建筑面积为各层建筑面积之和；但不包括大型车库等不供暖空调的整体区域。
 - 2) 集中新风系统所服务区域的室内循环风末端设备与新风系统不属于同一冷源时（例如多联机系统的室内机负担室内负荷供冷，集中新风系统为“所属冷源”的冷水机组供冷），建筑面积应为 0。
- 4 一般房间：指人均占有的使用面积大于 5m²/人的房间。
- 5 人员密集大空间：指人均占有的使用面积不大于 5m²/人
- 6 “不设有组织集中送新风空调区”的“总送风量”栏应填写空调区人员所需最小总新风量，“热回收排风量”栏应填写“新排风进行显热或潜热交换的热回收双向换气机”负担的人员所需最小新风量。

D.3.5、计算结果

工程空调供暖系统冷热源设备相对能耗 E_k/E_{kc}		是否通过权衡判断	
--------------------------------	--	----------	--

D.4 电气专业节能设计判定表

表 D.4.1 电能分项计量仪表分布表

工程名称					
设计单位				设计日期	
分项计量主机设置地点				电力仪表总数	
多功能数字仪表数			普通有功数字仪表数		
变电室编号	变压器 编号	变压器 型号规格	低压总进线 多功能仪表编号	多功能仪表 所在柜号	电流互感器 变比
	T1				
	T2				
	T3				
	T4				
	T5				
	T6				
分项计量名称编码		有功仪表数量	表号及分布位置		
照明插座等 用电	A1A				
	A1B				
	A1C				
	A1D				
	A2				
	A3				
	A4				
	合计		--		
冷源等设备机 房用电	B1A				
	B1B				
	B1C				
	B1D				
	B1E				
	B1F				
	B2A				
	B2B				
	B2C				
	B3A				
	B3B				
	B4				
	合计		--		
空调通风用电	C				
其他动力用电	D1A				
	D1B				
	D1C				
	D1D				

	D2		--
	合计		
特殊场所用电	E1		
	E2		
	E3		
	E4		
	E5		
	E6		
	E7		
	合计		

注：“变压器编号”和“分项计量名称编码”按具体工程项目增减和编制。

表 D.4.2 照明节能设计判定表

场所	楼层	房间或轴线号	光源类型	房间净面积 (m ²)	灯具安装高度 (m)	参考平面高度 (m)	灯具类型		单套灯具光源参数		灯具数量	总安装容量 (W)	照度 (Lx)		室形指数 RI		照明功率密度 LPD (W/m ²)			
							灯型	效率	光源含镇流器功耗(W)	光通量 (lm)			计算值	标准值	计算值	标准值	计算值	标准值	修正系数	折算值
普通办公室			直管荧光灯	60	2.70	0.75	格栅	60%	2×36=72	2×3300=6600	8	576	320	300	1.3	1.5	9.6	9.0	1.22	11.0
高档办公室			直管荧光灯																	
商场			直管荧光灯																	
			紧凑型荧光灯																	
会议室			直管荧光灯																	
			射灯																	
档案室			直管荧光灯																	
.....																				
.....																				

注：根据《建筑照明设计标准》GB50034-2013 版 6.3.13 条规定，当房间或场所的室形指数 RI 与标准中的规定值不一样时，要查表确定修正系数，对 LPD 的标准值进行折算修正。

本标准用词说明

- 1** 为便于在执行本标准条文时区别对待，对要求严格程度不同的用词说明如下：
 - 1)** 表示很严格，非这样做不可的：
正面词采用“必须”，反面词采用“严禁”；
 - 2)** 表示严格，在正常情况下均应这样做的：
正面词采用“应”，反面词采用“不应”或“不得”；
 - 3)** 表示允许稍有选择，在条件许可时首先应这样做的：
正面词采用“宜”，反面词采用“不宜”；
表示有选择，在一定条件下可以这样做的：采用“可”。
- 2** 标准中指明应按其他有关标准执行时，写法为：“应符合……的规定（或要求）”或“应按……执行”。

DB

北京市地方标准

编号：DB11/ 687—201×

公共建筑节能设计标准

Design Standard for Energy Efficiency of Public Buildings

（报批稿条文说明）

目 录

1	总则	1
2	术语	3
3	建筑节能与建筑热工节能设计	3
3.1	建筑节能设计	3
3.2	围护结构热工设计	8
3.3	围护结构热工性能节能判断	11
4	供暖、通风和空气调节节能设计	13
4.1	一般规定	13
4.2	热源和冷源	16
4.3	供暖、空调冷热水输配系统	27
4.4	空气处理和输送系统	31
4.5	末端装置	36
4.6	监控和计量	37
4.7	空调系统节能判断	41
5	给水排水节能设计	45
5.1	一般规定	45
5.2	给水排水	45
5.3	生活热水	46
6	电气节能设计	48
6.1	一般规定	48
6.2	供配电系统	49
6.3	照明系统	53
6.4	电能监测与计量	55

1 总则

1.0.1 预测到 2015 年，北京市城镇建筑总面积将达到 8.4 亿 m^2 ，其中公共建筑面积为 3.2 亿 m^2 ，建筑能耗约占全社会能源消耗总量的 40%。其中，大型公共建筑能耗增长趋势突出，因此，进一步提高节能设计标准，从源头开始降低公共建筑的能耗是非常必要的。

《北京市“十二五”时期民用建筑节能规划》（以下简称《规划》）中指出，“十二五”期间，我市将按照建设世界城市的目标，进一步完善首都和国际大都市功能，加快高端产业的发展，加快郊区城镇化进程。《规划》还明确要求在 2015 年以前修订《公共建筑节能设计标准》。

为适应“十二五”时期的建筑节能需求，北京市已于 2012 年修订编制完成了节能第四阶段的《居住建筑节能设计标准》；现与之配套编制了节能目标更高的《公共建筑节能设计标准》。

1.0.2 本标准适用于北京地区新建、扩建和改建的公共建筑。“扩建”建筑，是保留原有建筑的规模、功能、形式的基础上，增加另外规模的新建建筑，且增加建筑与原有建筑具有相关性。“改建”建筑，是对原有建筑的功能或者形式做了改变，而建筑的规模、建筑占地面积和结构形式等均不改变，但其机电系统完全重新设计。“改建”建筑不包括“既有建筑节能改造”项目。加层、接建等项目，应按该项目审批的工程性质来对待；如果工程性质为扩建，本标准节能设计只适用于扩建部分，但应注意与原有建筑协调；如果工程性质为改建，本标准节能设计则适用于整栋建筑。

房屋建筑一般划分为民用建筑和工业建筑。民用建筑又分为居住建筑和公共建筑。公共建筑的范围非常广泛，包含的基本建筑类型见本标准第 3.1.1 条的条文说明。实际工程中还存在临时建筑和永久建筑，工业建筑和民用建筑、公共建筑和居住建筑的混合建筑，以及不能完全界定建筑类型的建筑等；本条各款规定了本标准对于这些建筑的适用条件。本条第 4 款中的居住部分，指公共建筑中含有幼儿园等符合《居住建筑节能设计标准》DB11/891 适用范围的建筑区域。第 5 款用于企业研发和软件开发的建筑，由于室内只有人员和个人计算机，一般不设生产线和其他加工设备，其使用性质和能耗特征基本与办公室相同，应归入公共建筑，执行本标准。

1.0.3 一些建筑物虽然归入公共建筑，由于其能耗特征的特殊性，应该或可以部分执行本标准：

1 不设置供暖空调设施的建筑，例如一些独立的自行车库、汽车库、农贸市场、材料市场等，没有供暖空调能耗，建筑和建筑热工设计可以不执行本标准第 3 章的规定，也不涉及第 4 章的暖通系统。只有局部房间供暖或空调时，可按供暖空调房间所在区域的面积按本标准第 3.1.1 条确定该区域属于乙类或丙类，并应执行本标准的相应规定。

2 独立建造的变（配）电站、锅炉房、制冷站、泵站等动力站房，一般无空调供暖负荷或负荷很小，除动力站房设置位置等总平面布局应执行本标准第 3 章的规定外，建筑和建筑热工设计可以不执行本标准第 3 章的相关规定。

《电子信息系统机房设计规范》GB50174-2008 对“电子信息系统机房”的定义是：“主要为电子信息设备提供运行环境的场所，可以是一栋建筑物或建筑物的一部分，包括主机房、辅助区、支持区和行政管理区等。”这类场所内部发热量很大，其特性已经不属于公共建筑范畴，因此也可不执行本标准第 3 章关于建筑和建筑热工设计的相关规定（不包括动力站房设置位置等总平面布局的规定）。需要指出的是，独立的电子信息系统机房建筑，其行政管理区（工作人员办公室、门厅、值班室、盥洗室、更衣间等）均是为主业服务的，占据面积较小，可以与包扩主机房在内的其他工艺性用房相同对待。电子信息系统机房仅作为建筑物的一部分，即与不是直接为主业服务的一般办公等普通用房混合建设时，可按下列原则处理：

1) 如果发热量大的主机房等工艺用房设在建筑物内区，无外围护结构时，节能设计都应

执行本标准；

2) 发热量大的主机房等工艺用房和普通用房分界明确时，仅普通用房部分执行本标准第 3 章关于建筑和建筑热工设计的相关规定，工艺用房可不执行。

1.0.4 本条规定明确了公共建筑节能的主要途径和手段。公共建筑能耗包括供暖、通风、空调、给排水、照明和电气系统等能源消耗。

基于典型公共建筑模型数据库进行计算和分析，本标准修订后，与《公共建筑节能设计标准》**DB11/687-2009** 版相比，由于围护结构热工性能的改善、冷热源设备和照明设备能效的提高，全年供暖、通风、空调和照明的总能耗约减少 **30%**。

由于给水排水、除照明之外的供配电系统的相关内容没有比较基准，无法计算此部分所产生的节能率，所以未包括在总能耗节能率内；空气热回收、空气和水的输送系统、利用自然冷源供冷等节能措施与 **2009** 版标准基本一致，对提高节能率计算没有贡献；因此，约 **30%** 的节能率仅体现了围护结构热工性能的改善，以及冷热源设备和照明设备能效的提升。

本标准的一些规定严于国家标准《公共建筑节能设计标准》**GB50189**（修编报批稿）中对寒冷地区的规定，因此整体节能率高于国家标准。

节能率是不同建筑类型加权后的计算值，反映的是本标准修订并执行后北京市公共建筑的整体节能水平的提高，并不代表某个体建筑的节能率。

1.0.5 建筑能否做到真正的节能，并不是仅仅设计达到要求就能够实现的，必须依靠合理运行才能得到实际的节能效益。尽管许多大型公建的机电系统设置了比较完善的楼宇自动控制系统，在一定程度上为合理运行提供了相应的支持，但从目前使用情况来看，自动控制系统尚不能完全替代人工管理，因此，充分发挥管理人员的主动性依然非常重要。就目前我市的实际情况而言，在使用和运行管理上，不同建筑存在较大的差异，相当多的建筑实际运行管理水平不高、运行能耗远远大于设计时对运行能耗的评估值，这一现象严重阻碍了建筑节能工作的正常进行。

在全方位建筑节能环节中，设计是源头。因此，应首先在设计文件中全面阐释和表达工程采取的节能措施，并尽可能地为运行管理方提供与运行相关的、合理的、符合设计思想的说明，这既是各专业的设计师在建筑节能方面应尽的义务，也是保证工程按照设计思想取得最优节能效果的必要措施之一。

节能运行要求的基本内容举例如下：

1 建筑围护结构采取的节能措施及做法，建筑被动节能设施（例如活动遮阳、自然通风设施等）的运行方式（手动或电动开启、开启时间、自动控制的联锁关系等）。

2 机电系统（暖通空调、给水排水、电气系统等）采取的节能措施及其运行管理方式，例如：

1) 暖通空调系统冷源配置及其运行策略；

2) 季节性（包括气候季节以及商业方面的“旺季”与“淡季”）使用与管理措施；

3) 新（回、排）风风量调节方法、热回收装置在不同季节的使用方法、水量调节方法、过滤器的维护等；

4) 参数设定，例如：空调系统的最大及最小新（回、排）风风量、变风量系统的送风参数等；

5) 能源的计量监测要求及系统日常维护管理的重点要求等。

1.0.6 本标准对北京地区公共建筑节能有关的建筑及建筑热工、供暖、空调、通风、给水排水、照明和电气系统设计中，应予控制的指标和措施作出了规定。但公共建筑节能涉及的专业较多，相关专业均制定了相应标准，也有相关的节能规定，所以，公共建筑的节能设计除应执行本标准外，尚应遵守国家和北京市现行的有关标准。

2 术语

2.0.6、2.0.7 通过建筑物透光部位（门窗玻璃或玻璃幕墙）成为室内得热量的太阳辐射部分，是影响建筑能耗的重要因素。人们最关心的也是太阳辐射进入室内的部分，而不是被构件遮挡的部分。目前 **ASHARE 90.1** 等标准均以太阳得热系数 **SHGC** 作为衡量玻璃光学性能的参数。主流建筑能耗模拟软件中也以 **SHGC** 作为衡量外窗的热工性能的参数。为便于工程设计人员使用和同国际接轨，本次标准修订与《公共建筑节能设计标准》**GB50189**（修编报批稿）一致，将“太阳得热系数 **SHGC**”作为衡量门窗玻璃或玻璃幕墙等光学性能的参数，不同于以往相关标准采用的“遮阳系数 **SC**”。

行业标准《建筑门窗玻璃幕墙热工计算规程》**JGJ/T151** 中，规定 3mm 玻璃太阳能总透射比理论值为 **0.87**。因此，可使用公式 **SHGC=0.87SC** 进行换算。

太阳辐射照度是被窗户等透光部位本身遮挡和建筑外遮阳构件遮挡后进入室内的，因此太阳得热系数 **SHGC** 和遮阳系数 **SC** 都是二者的综合值；衡量外窗等透光玻璃光学性能的窗本身的太阳得热系数表示为 **SHGC_c**，对应的窗本身遮阳系数表示为 **SC_c**。

2.0.9 围护结构热工性能权衡判断是一种性能化的设计方法。为了降低空调和供暖能耗，本标准对围护结构的热工性能规定了许多刚性的指标。所设计的建筑有时不能同时满足所有这些规定的指标，在这种情况下，可以通过不断调整设计参数并计算能耗，最终达到所设计建筑全年的空调和供暖能耗之和不大于参照建筑的能耗的目的。这种过程在本标准中称之为围护结构热工性能权衡判断。

2.0.10 参照建筑是进行围护结构热工性能权衡判断时，作为计算全年供暖和空调能耗用的假想基准建筑，其形状、大小、朝向以及内部的空间划分和使用功能与所设计建筑完全一致，但围护结构热工参数、窗墙比等重要参数符合本标准的刚性规定。

2.0.14 空调系统节能权衡判断也是一种性能化的设计方法。为了降低空调能耗，本标准对空调系统利用新风供冷和对排风进行能量回收规定了刚性的指标。所设计建筑有时不能满足这些规定的某项指标，在这种情况下，可以通过提高空调供暖系统的其他节能设计参数并计算能耗，最终达到所设计建筑冷热源系统的全年综合能耗不大于参照系统综合能耗的目的。这种过程在本标准中称之为空调系统节能权衡判断。

3 建筑节能与建筑热工设计

3.1 建筑节能设计

3.1.1 本条从节能设计的角度对公共建筑进行了分类：

1 公共建筑的分类

公共建筑的范围非常广泛，各类公共建筑的差别很大。按照建筑分类标准，公共建筑可大致分为以下几类建筑：

- 1) 办公建筑：行政办公楼（公共机构办公楼）、写字楼（商业办公楼）等；
- 2) 旅馆建筑：宾馆、度假村、招待所等；
- 3) 商业建筑：百货商场、综合商厦、购物中心、超市、菜市场、家居卖场、专业商店、餐饮建筑等；
- 4) 文教建筑：大学、中小学、培训学校等；
- 5) 医疗建筑：综合医院、专科医院、疗养院、妇幼保健院等；
- 6) 观演建筑：剧场、音乐厅、电影院、礼堂等；
- 7) 交通建筑：铁路、公路、水路客运站，航空港等；

- 8) 体育建筑：体育场、综合体育馆、游泳馆、跳水馆和其他单项体育馆等；
- 9) 博览建筑：会展中心、博物馆、展览馆、美术馆、纪念馆、科技馆等；
- 10) 其他建筑：计算中心（信息机房）、文化宫、少年宫、宗教建筑等。

2 公共建筑节能设计的分类原则

由于公共建筑的使用功能不同，其能耗特征也不同。根据北京市已建建筑的存量统计结果，办公建筑在北京市已建建筑中不论从建筑面积还是建筑栋数均约占 **40%**，其余的建筑类型所占比重大小依次为商业建筑、文教建筑、宾馆建筑和医疗建筑。

因此，我们将以上存量面积比较大的几种建筑类型分别建立了计算模型，进行全年能耗模拟计算。计算结果表明，不同功能的建筑物，围护结构的热工性能对全年能耗的影响有所不同。按照使用功能、规模及其能耗特征，将公共建筑分为甲、乙、丙三类，对不同类型的建筑物做出不同的围护结构热工性能规定。

大型商业建筑，因夏季空调内扰负荷较大，且存在较大的内区，围护结构的热工性能对全年能耗影响很小，即提高围护结构的热工性能，供暖和空调的综合能耗降低的很少。大型体育建筑、演出建筑、超过 **20 万 m²** 的大型综合体建筑等，其能耗特征与大型商业建筑有类似之处。这类建筑定为甲类。

办公建筑、医院建筑、宾馆建筑、文教建筑等，随围护结构的热工性能改变，其暖通空调的能耗变化明显，即提高围护结构的热工性能，供暖和空调的综合能耗降低很多。这类建筑定为乙类。

将 **300 m²** 以下总能耗很小的单体建筑定为丙类。

单体在 **300 m²** 以下，但总建筑面积超过 **1000 m²** 的别墅型旅馆建筑群，因工程总面积和能耗不小，归入乙类。

3 公共建筑节能设计分类的界定方法

1) 界定建筑分类时，其地上部分面积，指室外地坪以上的建筑面积。但当地下室或半地下室四周外墙等外围护结构与室外空气接触部分的面积超过地下室外围护结构总面积的 **50%** 时，该层地下室面积计入地上面积。

2) 判定是否“独栋建筑”，以标高 **±0.00** 的首层地面为界；**±0.00** 以上有连体裙房时，即使裙房之上有多栋塔楼，该建筑整体按一栋建筑对待；**±0.00** 以上为多栋建筑群，即使地下室相互连接，也按多栋建筑分别对待。

3) 当一栋建筑具有多种功能时，原则上是以面积占多的功能作为划分类型的依据，例如办公建筑与商业建筑混合的，办公面积大于商业面积，则按办公建筑处理，属于乙类建筑。但如果一栋建筑中，属于不同分类的功能部分分界很明显，也可以分别按两类建筑处理，例如裙房为大型商业建筑，塔楼为办公或宾馆建筑，裙房可按甲类建筑对待，塔楼按乙类建筑对待。

4) 根据本标准 **1.0.2** 的条文说明，不设置供暖空调设施的自行车库、汽车库、农贸市场、材料市场等建筑，只有局部房间供暖或空调时，可按供暖空调房间的面积确定建筑分类。

3.1.2 建筑规划设计对建筑能耗有重要影响，因此应对建筑的总平面布置、建筑平、立、剖面形式、太阳辐射、自然通风等气候因素对建筑能耗的影响进行分析，在冬季最大限度地获得太阳辐射热量和减少热损失，夏季最大限度地减少得热和利用自然能降温冷却，以达到节能的目的。

3.1.3 根据北京地区的全年各季节日照条件和风向，在其它条件相同的情况下，如果建筑主体朝向由南北向改为东西向，冬季供暖能耗有所增大，夏季供冷负荷或遮阳设施建设费用将增大更多，因此建筑的主朝向宜采用南北向或接近南北向。

3.1.4 建筑设计应根据场地和气候条件，在满足建筑功能和美观要求的前提下，优先通过优

化建筑外形和内部空间布局，充分利用自然采光以减少建筑的人工照明需求，适时合理地利用自然通风以消除建筑余热余湿，同时通过围护结构的保温隔热和遮阳措施减少通过围护结构形成的建筑冷热负荷，达到降低建筑能耗需求的目的。

3.1.5 本条是对合理确定冷热源和通风空调设备机房的位置的要求。尽可能减少空调冷热水系统和风系统的输送能耗，需要从建筑布局上予以支持。

3.1.6 强制性条文。

体形系数 S 是表征建筑热工特性的一个重要指标，与建筑物的层数、体量、形状等因素有关。在建筑物的供暖耗热量中，围护结构的传热耗热量占有很大比例，建筑物体形系数越大，即发生向外传热的围护结构面积相对越大。

经计算，2~4层的低层建筑 S 在 0.35 左右，5~8 层的多层建筑体形系数在 0.30 左右，高层和超高层建筑的体形系数一般小于 0.25，这些建筑均大于 800m²。实际工程中，只有小于等于 800m² 的 3 层以下的小规模建筑，或者极少数形状奇特的建筑有可能超过 0.40。因此，绝大部分工程是可以满足本条正文中对 S 值的强制性规定的。对于设计时有可能超过规定的极少数建筑，应在满足建筑功能的条件下，减少建筑体形的凹凸或错落，降低建筑物体形系数，以满足本条的强制性规定。

3.1.7、3.1.8 强制性条文。

窗墙面积比 M_L (M_{Lz}) 既是影响建筑能耗的重要因素，也受建筑日照、采光、自然通风等室内环境要求的制约。一般围护结构的透光部位和外门的保温隔热性能比外墙差很多， M_L (M_{Lz}) 越大，供暖和空调能耗也越大。因此，从降低建筑能耗的角度出发，必须限制 M_L (M_{Lz}) 值。

对于大型公共建筑，人们希望空间更加通透明亮、立面更加美观、形态更为丰富，本标准充分考虑了这种需要。由于目前工程建设标准较前几年普遍提高，本市新建写字楼 4.0m 层高 (2.8m 净高) 已是主流产品，当采用全玻璃幕墙时，如果按照结构 800mm 柱宽、800mm 梁高和 8.4m 柱网进行计算，窗墙比为 0.72 (见图 1)，如果首、二层有大于 4m 层高的裙房，窗墙比还会增大。如果限值规定偏小，有些工程会不好做，甚至出现为应付审查而作假的现象。为确保标准的实施，将甲乙类建筑单一立面的窗墙面积比 M_L 的上限定为 0.75。当采用较高 M_L 时，用提高玻璃的热工性能来弥补，但会提高造价，因此，应尽可能严格控制大面积采用透明玻璃 (或其它透明材料) 的幕墙。

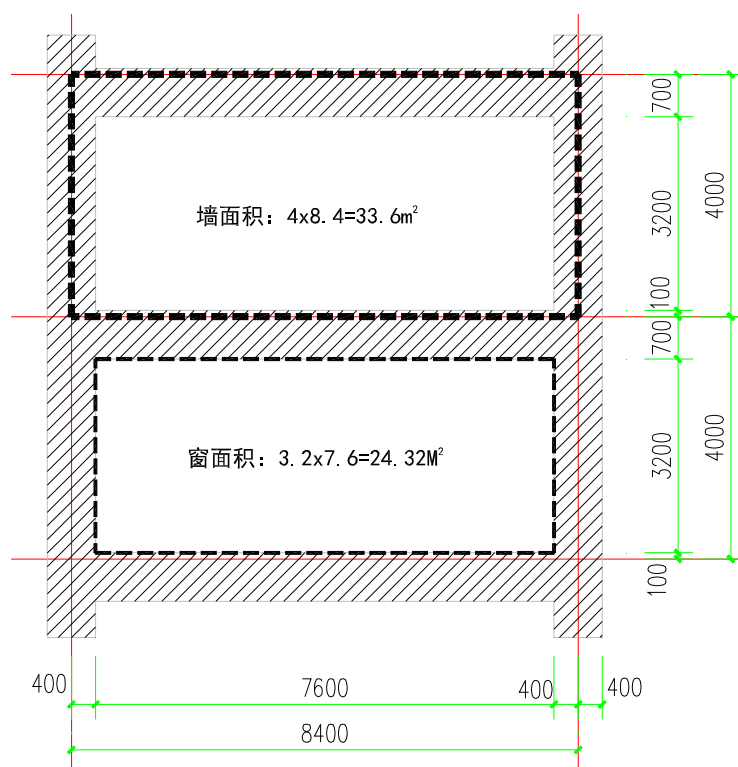


图 1 4m 层高建筑最大窗墙面积比示意

由于公共建筑形式的多样化和建筑功能的需要，许多公共建筑设有中庭，希望在建筑的内区有一个通透明亮、具有良好的微气候及人工生态环境的公共空间。但从目前已经建成的工程来看，大量建筑中庭的热环境不理想且能耗很大，主要原因是中庭透光材料的热工性能与非透光屋面相比较差，传热损失和太阳辐射得热过大。因此对屋面透光部位的面积比 M_w 也应予以限制。

对于甲类建筑中一些因视觉、采光效果等需要加大立面和屋面透光面积的建筑，如果所设计的建筑满足不了 M_L 和 M_w 的规定指标要求，突破了限值，则必须按本标准第 3.3 节的规定对该建筑进行权衡判断。

3.1.9 甲类和乙类建筑，当单一立面的窗墙面积比 M_L 不小于 0.4 时，考虑到改善房间自然采光条件以节约照明能耗，规定玻璃（或其它透光材料）的可见光透射比不应小于 0.4，当窗墙面积比较小时，应大于等于 0.6。

3.1.10 建筑物的自然通风设计应通过建筑设计实现。

1 有些建筑为了追求视觉效果和建筑立面的设计风格，外窗的可开启面积比例有逐渐下降的趋势，有的甚至使外窗完全封闭。在春、秋季节和冬、夏季的某些时段，开窗通风是减少空调通风设备的运行时间、改善室内空气质量和提高室内热舒适性的重要手段。外窗的有效开启面积（实际开口面积）过小，会严重影响建筑室内的自然通风效果。居住建筑采用窗地比来控制开窗面积，但甲、乙类公共建筑一般进深较大存在内区，用窗地比难以确定，因此采用外墙面积为基数来控制。

本条关于开窗面积的规定适用于允许自然通风的一般公共建筑，一些特殊建筑由于功能需要不允许开窗，例如影剧院等不能自然采光通风，商场布置货架等功能需要也不能开窗等，则可以不行。

外窗开启扇的有效通风面积，指窗开启最大时的垂直或水平投影面积，具体计算方法见

附录 A.1.6。

一般开启扇的高度大于宽度，因此同样尺寸的窗户，开启距离一样时，有效通风面积平开窗大于上悬窗。“有效通风面积不应小于所在房间或区域外墙面积的 5%”的规定，就是考虑最不利的上悬窗做出的。公共建筑最常用的一般开启扇窗高度为 2000mm，窗宽度为 b ；根据建筑相关标准，开启距离不宜大于 300mm，则有效通风面积为水平投影面积 $300 \times b$ ，占窗面积的比例为 $(300 \times b) / (2000 \times b) = 15\%$ ；当建筑物窗墙面积比约为 0.33 时，如果所有窗扇开启，有效通风面积为该立面外墙面积的 5%；公共建筑的窗墙面积比一般大于 0.33，完全能够满足要求；当建筑物的一些立面窗墙面积比过小时，则需要选用有效通风面积更大的可开启外窗，例如内平开窗的有效通风换气面积可达窗面积的 100%。

2 超高层建筑可在建筑的非超高部分设开启窗扇，100m 以上部分设开启扇有困难时，应采取其他的通风换气措施，包括设置机械通风装置。100m 以下部分仍要求能够自然通风，主要是考虑过渡季使用，减少机械通风能耗；这时室内楼梯间、电梯井等垂直通道的温度与室外温度的差距较小，下部开窗也不会造成热压形成的“拔风”等问题。冬季和夏季供暖空调时则采取有组织的机械通风措施，不会开启外窗。

3 建筑中庭空间高大，在炎热的夏季，太阳辐射将会使中庭内温度过高，大大增加建筑物的空调能耗。自然通风是改善建筑热环境，节约通风空调能耗最为简单、经济，具有良好效果的技术措施。采用自然通风能提供新鲜、清洁的自然空气（新风），降低中庭内过高的空气温度，减少中庭空调的负荷，从而节约能源。而且中庭通风改善了中庭内热环境条件，有利于人们的生理和心理健康，满足了人和大自然交往的心理要求，提高建筑中庭的舒适度，所以中庭通风应充分考虑自然通风，例如设置可方便开启（电动）的高窗等，必要时可设置机械排风。

4 体育馆比赛大厅等人员密集的高大空间，在过渡季群众活动时，冷负荷远未达到设计工况数值，完全可以通过自然通风达到降温要求，以降低通风空调能耗。

3.1.11 东西向外窗和天窗的太阳辐射负荷，对夏季空调能耗影响很大，设置有效的遮阳设施，是空调节能的重要环节。遮阳设施包括活动外遮阳、固定外遮阳、中间遮阳等方式，屋面还可以采用内遮阳避免阳光直射至人员活动区。其中活动外遮阳设施，夏季可以最大幅度遮挡太阳辐射热进入室内，而冬季则不影响房间的太阳入射得热，推荐优先选用。

通风屋面和绿化对降低夏季空调能耗和改善夏季室内热环境起到很大作用，而且实施方便、增加投资不多，因此推荐采用。

经分析论证：钢结构等体系的外墙采用轻体结构，其东西向外墙和屋面的内表面温度容易超标，采用设置通风间层的措施比较容易达到改善室内热环境和节能的目的。

3.1.12 在冬季，外门的频繁开启造成室外冷空气大量进入室内，且这种情况不仅限于主导风向的北向。建筑层数越多、室内外温差越大，热压作用使室外冷空气进入越多，导致室内热环境恶化和供暖能耗大量增加，因此，应采取减少冷风进入的措施。人员出入频繁外门的房间不与垂直通道（楼、电梯间）直接连通，是为了防止产生烟囱效应。

3.1.13 首先应优先利用建筑设计自身实现自然采光。当利用建筑设计自身实现的自然采光不能满足照明要求时，应根据工程的地理位置、日照情况并进行经济、技术比较，合理地选择导光或反光装置。可采用主动式或被动式导光系统。主动式导光系统采光部分实时跟踪太阳，以获得更好的采光效果；该系统效率较高，但机械、控制较复杂，造价较高。被动式导光系统采光部分固定不动，不需跟踪太阳；其特点是系统效率不如主动式系统高，但结构、控制较简单，造价低廉。

3.1.14 房间内表面反射比高，对照度的提高有明显作用。参见国家标准《建筑采光设计标

准》。

3.1.15 此条是对电梯等运行控制的节能要求，建筑设计应选用具有这些功能的电梯、自动扶梯、自动人行步道，或要求电梯等具备这些功能。

其中电梯设置群控功能，可以最大限度地减少等候时间，减少电梯运行次数。轿箱内一段时间无预置指令时，电梯自动转为节能方式主要是关闭部分轿箱照明和风扇。高速电梯可考虑能量再生电梯。

3.2 围护结构热工设计

3.2.1~3.2.4 强制性条文。

建筑分类见本标准 **3.1.1** 条及其条文说明，各类建筑的能耗特征不同，对热工性能要求也不相同。

1 甲类建筑从建筑栋数和建筑面积等方面均不占多数，而且由于室内发热量相对较大，围护结构传热系数对其供暖空调能耗的影响较小，相对乙类可以放宽要求。第 **3.2.1** 条对甲类建筑外围护结构的热工性能限值参考了《公共建筑节能设计标准》**GB50189**（修编报批稿）对寒冷地区的要求，并进行了调整，而且允许此类建筑在不能满足限值的情况下进行权衡判断计算。

2 乙类建筑围护结构的热工性能对其能耗影响较大，且建筑面积和栋数均占多数，控制好此部分建筑的能耗，对整个北京市的建筑节能工作意义重大。因此第 **3.2.2** 条对量大面广的乙类建筑围护结构的热工性能，尤其是传热系数 **K** 的限值，严于 **GB50189**（修编报批稿）对寒冷地区的要求，且不允许通过权衡判断计算突破限值。

3 丙类建筑的建筑面积小，在公共建筑中占的比例和能耗总量也小，可适当放宽对该类建筑的围护结构热工性能要求，以简化该类建筑的节能设计。第 **3.2.3** 条围护结构热工性能限值是参照 **GB50189**（修编报批稿）的规定进行调整制定的。

4 第 **3.2.4** 条对甲乙类建筑周边地面热阻的规定，也是参照 **GB50189**（修编报批稿）的规定制定的，对丙类建筑没有要求。对于有供暖地下室的建筑物，地下室外墙与土壤接触部分可视为周边地面，如果这部分外墙高度不小于 **2m**，地下室地面则为非周边地面。北京地下室外墙一般有两种做法，①防水层外设 **50mm** 模塑聚苯板或 **30mm** 挤塑聚苯板保护层，②防水层外设蒸压灰砂砖保护层；前者完全满足热阻要求，后者不满足热阻要求，还需另做保温。地下室外墙高度和热阻符合要求时，地下室的地面就不用进行保温了。无地下室的建筑物，距外墙内表面 **2m** 以内的周边地面均需要进行保温。

5 对于非供暖空间和供暖空间之间的围护结构，可以分为下列几种情况：

1) 有外围护结构非供暖房间或空间包括靠外墙设置的不供暖的楼梯间、机房、设备管道竖井等。设置供暖或空调的建筑，隔热保温重点是整个建筑的外围护结构，对于不供暖的楼梯间等区域，仍然要求该区域外围护结构的 **K** 值满足限值，因此这些不供暖区域冬季温度比室外高、与供暖房间温差较小，因此与供暖房间之间的隔墙的 **K** 值限定为 **1.5**，一般抹保温砂浆即可。

2) 较大型的甲乙类建筑，往往在地下设置非供暖车库，车库一般面积较大、通风量也很大，温度与室外几乎没有差异，可视为是上层供暖空间的“外围护结构”，因此供暖层下的非供暖车库的顶板 **K** 的限定值较严格。对于其他零星的“供暖房间和有外围护结构非供暖房间之间的楼板或地板”，位置分散情况比较复杂，且鉴于对整个建筑的外围护结构保温要求已经很高，不再做保温要求。

3) 对于面积很小的丙类建筑，也可能有地下车库等，其他“非供暖房间和供暖房间之间的楼板或地板”的情况不多，因此也统一以外围护结构对待。

不设置供暖空调设施的自行车库、汽车库、农贸市场、材料市场等建筑中的局部供暖或

空调房间，应按其面积确定建筑分类（详见本标准第 3.1.1 条条文说明），即从建筑热工角度视这些区域为执行本标准的独立建筑。因此，这些房间与其他不供暖空调房间的隔墙应视为外围护结构， K 的限定值应按乙类或丙类建筑的外墙取值。

6 关于围护结构传热系数限值，除本标准第 3.2.11 条高大空间采用非中空玻璃的情况为该立面透光部位面积加权平均的计算数值外，如果某一类围护结构（例如屋面、墙面）的不同部分（例如裙房屋面和塔楼屋面、裙房墙面和塔楼墙面）采用了不同材质或做法，每一部分都应符合限值要求，而非（两个屋面或两个墙面传热系数的）面积加权平均值。

3.2.5 本条是对第 3.2.1~3.2.4 条中建筑围护结构热工性能参数的说明性规定。

1 本条 1 款为附录 A.2 的引文。附录 A.2 给出了平均传热系数的计算方法。原则上外墙和屋面的平均传热系数应根据公式 (A.2.1)，通过计算热桥的线传热系数确定。附录 A.2 还提供了简化计算方法，工程中可以采用：

1) 将各种外墙构造归纳成 3 种类型，并给出了相应主断面传热系数换算成平均传热系数的修正系数 ψ 。分类的根据是各构造做法热桥部位的热阻与主断面热阻的比例不同，对于构造 1，其比例均不小于 0.85；构造 2 其比例大致在 0.7~0.85 之间，构造 3 在 0.6~0.7 之间。因此，采用根据外墙保温构造类型确定 ψ 值的简化计算方法的前提是保温条件满足附录表 A.2.3 的相应要求。

2) 屋面分为两类，有天窗的屋面热桥较多， ψ 值大于无天窗的一般非轻质屋面，轻质屋面（指重量不大于 100kg/m^2 的屋面，例如保温金属夹芯板屋面等）由于热惰性指标小，隔热性能差，主断面传热系数比一般屋面要求高， ψ 取值与有天窗的屋面一致。

3) 要注意修正系数 ψ 是针对结构热桥的，不包括复合保温板的边肋和保温材料的修正等。为方便设计和审查，本标准在表 3.2.1-1、表 3.2.2-1 和表 3.2.3-1 中，不仅给出外墙和屋面的“平均传热系数限值”，也给出了对应的“主断面传热系数限值”。后者用于建筑专业核定所设计选用的建筑外围护结构主断面保温厚度是否符合节能要求。

2 透光部位的传热系数，原则上应按现行国家标准《民用建筑热工设计规范》GB50176 的规定，根据透光玻璃、门窗框型材、间隔层材料的热工特性和窗框面积比等进行计算确定。实际工程中可根据门窗厂生产企业等提供的数据或其他相关技术资料确定。

3 夏季可以通过活动外遮阳或中间遮阳设施阻挡和减少进入室内的辐射热，基本均可以达到太阳得热系数 SHGC 的限值要求，因此可以不详细计算直接判定为符合要求。

4 太阳得热系数 SHGC 与遮阳系数 SC 之间的关系见本标准第 2.0.6 和 2.0.7 条的条文说明。原则上外窗等透光部位本身的遮阳系数或得热系数也应按现行国家标准《民用建筑热工设计规范》GB50176 的规定计算确定，实际工程中，一般由门窗厂生产企业等提供的技术资料确定。但值得注意的是，当存在外遮阳构件时，还要计算建筑外遮阳系数 SD，与透光部位本身的太阳得热系数 SHGC_c 相乘，才能够获得进行建筑围护结构节能判断的得热系数 SHGC。判定围护结构的热工性能是否符合标准限值规定时，SD 值可根据附录 A.3 提供的计算方法手算确定；采用模拟软件对围护结构的热工性能进行权衡判断计算时，软件可根据建立的建筑模型和遮阳设施，按现行国家标准《民用建筑热工设计规范》GB50176 规定的方法或附录 A.3 的简化方法计算 SD 值。

3.2.6 为抵御夏季和冬季室外空气过多地向室内渗入，以及减少空调建筑为维持室内正压值而过多地向室外渗出室内空气，要求外窗和透光幕墙具有良好的气密性能。建筑外窗气密性能分级和玻璃幕墙气密性能分级如表 1 和表 2 所示。

表 1 建筑外窗气密性能分级

分级	1	2	3	4	5	6	7	8
单位缝长 分级指标值 q_1	$4.0 \geq q_1$ >3.5	$3.5 \geq q_1$ >3.0	$3.0 \geq q_1$ >2.5	$2.5 \geq q_1$ >2.0	$2.0 \geq q_1$ >1.5	$1.5 \geq q_1$ >1.0	$1.0 \geq q_1$ >0.5	$q_1 \leq 0.5$

$(\text{m}^3/(\text{m} \cdot \text{h}))$								
单位面积 分级指标值 q_2 $(\text{m}^3/(\text{m}^2 \cdot \text{h}))$	$12 \geq q_2$ >10.5	$10.5 \geq q_2$ >9.0	$9.0 \geq q_2$ >7.5	$7.5 \geq q_2$ >6.0	$6.0 \geq q_2$ >4.5	$4.5 \geq q_2$ >3.0	$3.0 \geq q_2$ >1.5	$q_2 \leq 1.5$

注：摘自《建筑外门窗气密、水密、抗风压性能分级及检测方法》(GB/T 7106-2008)。

表 2 玻璃幕墙气密性能分级

分级	1	2	3	4
可开启部分单位缝长分级指标值 q_L $(\text{m}^3/(\text{m} \cdot \text{h}))$	$4.0 \geq q_L > 2.5$	$2.5 \geq q_L > 1.5$	$1.5 \geq q_L > 0.5$	$q_L \leq 0.5$
整体(含开启部分)单位面积分级指标值 q_A $(\text{m}^3/(\text{m}^2 \cdot \text{h}))$	$4.0 \geq q_A > 2.0$	$2.0 \geq q_A > 1.2$	$1.2 \geq q_A > 0.5$	$q_A \leq 0.5$

注：摘自《建筑幕墙》(GB/T 21086-2007)。

3.2.7 外墙外保温在墙体保温上的优势是内保温难以替代的，条件允许时外墙应首先选择采用。但公共建筑外墙构造类型较复杂，无条件采用外保温时也允许采用内保温、自保温等其他保温体系，但要充分考虑热桥的影响，采取可靠的保温或“断桥”措施，并通过内部冷凝受潮验算采取可靠的防潮措施。

3.2.8 局部部位的保温设计在建筑围护结构的冷热负荷中占据了很大比例，因此应重视局部部位的节能设计。

1 在外保温体系中，墙面出挑构件、窗框外侧四周墙面，以及天窗和屋面突出物等易形成“热桥”，热损失相当可观，原则上应将这些构件减少到最小程度，也可将面接触改为点接触，以减少“热桥”面积。一些非承重的装饰线条，也要尽可能采用轻质保温材料。不可避免时应采取隔断热桥或保温的措施，出挑构件的上下及端头部位保温应与外墙外保温层连续，女儿墙部位的外墙保温应与屋面保温连续，以减少附件热损失。

2 外围护结构中的热桥部位包括结构框架梁、柱、楼板，填充墙的构造柱、水平配筋带、门窗过梁等；外保温时外墙的出挑构件、附墙部件，屋面突出物、女儿墙等。这些热桥部位应保温，女儿墙、出挑及突出构件应包覆，为保证保温质量，要求热桥部位的热阻与主断面热阻的比值不小于 **0.60**，可如下处理：

1) 如果采用外保温或自保温，框架梁柱等热桥部位（包括保温材料）的热阻与主断面（包括填充的墙体材料和保温材料或自保温材料）的热阻的比值应不小于 **0.6**，保温厚度应通过计算确定；

2) 出挑构件与主体部分采用同种保温材料时，保温厚度不小于主体部分的 **60%**，即认为满足要求；

3) 考虑到窗口部位不可能包覆较厚的保温材料，对热阻不做规定，但应做好保温和密封处理。

3 玻璃幕墙与楼板、梁柱或隔墙等部位形成非透明部分时，其间隙应填充或敷设保温材料并达到本标准对外墙的限值要求，当封闭空间内采用纤维保温材料时应注意防潮设计。

4 非透光幕墙一般采用岩棉、玻璃棉等纤维保温材料，吸水、受潮后对保温性能影响很大。为防止外部水分的淋湿和内部水蒸气的渗透，应在保温层外侧采取防水透气措施，如设防水透汽涂层或可以通气的金属遮挡层，也可在墙体室内侧设置隔汽层。

5 变形缝墙应保温，在缝内填充保温材料时应填松散的材料，以保证墙体变形等活动的需要，如采用内保温应对热桥采取保温强化措施。

3.2.9 外门窗也是形成热桥的重要部位，其安装做法应引起足够重视：

1 为减小热损失，外窗尽可能与保温层的位置靠近，以减少窗框四周的“热桥”面积。外保温时应尽量外移，内保温时应尽量内移，尽量与外墙主体外结构面或内结构面齐平。否则存在热桥部位，应做保温。

2 随着外窗（门）本身保温性能的不断提高，外窗附框，外门、窗框或付框与墙体之间缝隙，都成了保温的一个薄弱环节，如果处理不好，不仅大大抵消了门窗的良好保温性能，而且容易引起室内侧门窗周边结露。

3 门窗框或附框与外墙之间的缝隙应采用防水砂浆填充饱满，外墙保温材料应略压住窗框，外窗口做保护层时，应在窗框与保护层之间预留沟槽，槽内应用中性硅酮或耐候密封胶进行密封处理，外墙外保温处的保护层应做出披水坡度，窗台完成面高度室内应略高于室外。

3.2.10 多层复合围护结构包括主体结构层（墙体或楼板）和保温层。由于外墙、屋面的保温性能要求不断提高，因此工程中保温层多采用高效保温材料，其性能受潮湿的影响比较大，所以在应用中应充分考虑保温材料受潮的影响。

1 外墙和屋面的保温构造应根据建筑功能和使用条件的不同选择不同的方式和材料，采用多层复合围护结构时，应按照“进难出易”的原则将蒸汽渗透阻较大的密实材料布置在水蒸汽分压高的一侧（室内侧），而将蒸汽渗透阻较小的材料布置在水蒸汽分压低的一侧（室外侧）。

2 当保温层（岩棉、玻璃棉等）外侧存在密实材料层时，如石材、面砖、混凝土等，应按照《民用建筑热工设计规范》（GB50176）的规定进行冷凝受潮验算。当外墙体材料为多孔材料（例如加气混凝土）时，如果外保温材料为有机保温材料，因其水蒸气透过性能比多孔墙体材料差，也应考虑采取防止水蒸气在两层材料界面凝结的措施。设置隔汽层是防止结构内部冷凝受潮的一种措施，但有其副作用，即影响墙体和材料的干燥速度。因此，可不设隔汽层的就不设置；当通过内部冷凝受潮验算必须设置隔汽层时，应要求对保温层的施工湿度加强控制，避免湿法施工。

3 屋面防水层对水蒸气的排出不利，当采用加气混凝土、岩棉等多孔和纤维材料作为屋面保温层时，因其吸水性能对保温性能影响大，应采取排气措施（例如设置排气孔），或隔潮措施（保温层下增加隔潮层）。

3.2.11 强制性条文。

由于功能要求，甲类和乙类公共建筑的底层入口大堂往往采用玻璃肋式的全玻璃透光幕墙，这种幕墙形式无法采用中空玻璃，其传热系数也往往达不到对围护结构透光部位的限值要求。为了保证围护结构的热工性能，必须对非中空玻璃的面积提出控制要求，高大空间非中空玻璃的面积不应超过同一立面透光部位总面积（不包括外门）的 **15%**。

为了保证该立面所有透光部位的平均传热系数符合第 **3.2.1** 条和第 **3.2.2** 条的要求，其他中空玻璃部分的传热系数应小于限值，以弥补中空玻璃的不足。进行权衡判断的甲类建筑，主体全玻璃幕墙的面积加权平均传热系数已经允许低于限值要求，因此采用权衡判断确定的数值。平均传热系数按同一立面各透光部位的面积加权计算，公式如下：

$$K_{pj} = \sum (K_i \cdot F_i) / F_z$$

式中： K_{pj} ——同一立面各透光部位面积加权计算的平均传热系数 [$W/(m^2 \cdot K)$];

K_i ——同一立面各透光部位（不包括外门）的传热系数 [$W/(m^2 \cdot K)$];

F_i ——同一立面各透光部位的面积（不包括外门）(m^2);

F_z ——同一立面各透光部位面积的总和（不包括外门）(m^2)。

3.3 围护结构热工性能节能判断

3.3.1 本条是判断围护结构热工性能是否符合节能要求的规定，分为直接判定和权衡判断两

种情况：

1 当建筑 and 建筑热工设计满足本标准第 **3** 章的强制性条文的各项规定时，可进行直接判定，需要填写和提交附录 **B.2** 的直接判定文件。

2 甲类建筑（大型商业、观演、体育、综合体建筑）的设计，往往需要着重考虑建筑外形立面和使用功能，而且因建筑外形的需要，材料和施工工艺等受到一定限制，有时难以完全满足本标准对窗墙面积比和传热系数等热工参数的强制性要求。为了在确保所设计建筑能够符合节能设计标准规定的前提下，使设计方案具有灵活性和创造性，允许采用权衡判断法进行调整。

权衡判断法不拘泥于建筑设计围护结构的某一项指标或各个局部的热工性能，而是着眼于建筑物总体设计是否满足节能标准的要求。优良的建筑围护结构设计和热工性能是降低建筑能耗的前提，因此建筑围护结构的权衡判断只针对于建筑围护结构，即只允许建筑围护结构设计及热工性能的互相补偿，例如建筑设计方案中的外墙的热工性能达不到本标准的要求，但外窗的热工性能高于本标准要求，最终使建筑物围护结构的整体性能达到本标准的要求。权衡判断法不允许使用高效的暖通空调系统等对不符合本标准要求的围护结构进行补偿。

3.3.2 自 **2009** 年版本标准使用建筑围护结构权衡判断方法以来，该方法已经成为判定本标准建筑物围护结构热工性能的重要手段之一，并得到了广泛地应用。但经过几年来实践，该方法也暴露出一些不完善之处，主要体现在一些主要参数的要求不够明确，计算中可能导致设计方案中建筑围护结构的整体热工性能达不到节能要求等。因此本次标准修订对该方法进行了完善、补充和详细阐述，提高了方法的可操作性和有效性。

由于实际工程采用的冷热源、供暖空调系统、负荷特性参数等与权衡判断计算时的假设并不相同，能耗的总值和单位面积能耗的绝对值都没有任何实际意义。为了避免产生歧义，作为判定建筑围护结构是否符合节能要求的判据，本标准没有采用所设计建筑全年累计综合能耗 $E_{\text{设}}$ 和参照建筑全年累计综合能耗 $E_{\text{参}}$ 的绝对值，而采用了二者的相对比值。

3.3.3 进行权衡判断的甲类建筑如不符合本标准第 **3.2.1** 条对围护结构传热系数的限值时，可以适当放宽要求，但调整后的最大数值不应超过表 **3.3.3** 的规定。其中供暖房间与有外围护结构非供暖房间之间的隔墙不参与权衡判断计算，因此不能进行调整（最大数值与表 **3.2.1** 一致）。控制 K 值调整范围是为了防止建筑物围护结构的热工性能存在薄弱环节。

如果某一类围护结构（例如屋面）的不同部分（例如裙房屋面和塔楼屋面）采用了不同材质或做法，每一部分都不应超过表 **3.3.3** 的传热系数最大值，而非按各部分面积加权平均计算，这与限值的要求是一样的。但本标准第 **3.2.11** 条高大空间采用非中空玻璃的情况除外，要求不同透光部位按面积加权平均的传热系数不超过最大值。

3.3.4 权衡判断是一种性能化的设计方法，具体做法就是构想出一栋虚拟的基准建筑，称之为参照建筑，每一栋实际设计建筑都对应一栋参照建筑，然后分别计算实际设计建筑和参照建筑的全年供暖和空调能耗，并依照这两个能耗的比较结果作出判断。参照建筑除了以下两项需要根据规定取值外，其他方面与实际设计的建筑都相同：

1 围护结构透光部位面积比例按本条规定取值。即实际所设计建筑的透光部位面积比例小于标准限值时，参照建筑单一立面窗墙面积比和屋面透光面积比例取值应与设计建筑一致，而不是采用标准规定的限值。说明不能采用较小的透光部位面积比例来弥补热工性能的不足，是对需要采用权衡判断的建筑比较严格的要求。

2 围护结构的热工参数（传热系数和得热系数）采用标准限值。建筑物围护结构的热工性能是决定供暖和空调能耗的主要因素，参照建筑是一个满足本标准要求的基准能耗建筑，因此规定其围护结构热工性能必须按本标准第 **3.2.1** 条的限值规定取值。在本标准第 **3.2.1** 条中，小窗墙比的北向未规定透光部位的得热系数 $SHGC$ ，而实际工程的外窗生产出和安装后

即存在 **SHGC**，因此取值应与所设计建筑一致。

3.3.5 为了提高权衡判断计算的准确性，规定应采用“专用模拟计算软件”，对软件的具体要求见本标准附录 **B.3**。以下是对 **B.3** 节的条文说明：

1 第 **B.3.1** 条为软件应具有的功能：

1) 参照建筑围护结构性能指标应按本标准要求固化到软件中，计算软件可以根据输入的设计建筑的信息自动生成符合本标准要求的参照建筑模型，用户不能更改。

2) 计算全年 **8760** 小时逐时负荷，需要代表当地平均气候状况的逐时典型气象年数据。典型气象年是以累年气象观测数据的平均值为依据，从累年气象观测数据中，选出与平均值最接近的 **12** 个典型气象月的逐时气象参数组成的假想年。

3) 根据本标准第 **3.2.5** 条 **3** 款，要求根据模拟软件建立的建筑模型和外遮阳设施，按现行国家标准《建筑热工设计规范》**GB50176** 的计算方法或本标准附录 **A.3** 的简化计算方法，计算对透光部位的外遮阳系数 **SD**。

4) 计算围护结构负荷时，应根据输入的建筑各立面和屋面的非透光部位主体结构层、保温层、找坡层等材料和厚度，考虑建筑围护结构的蓄热性能。

2 第 **B.3.2** 条规定了进行权衡判断比较时建筑和冷热源的统一标准。其中风机盘管加新风系统和水冷式冷水机组是考虑公共建筑常用等因素选用的，燃煤锅炉是考虑与电能的换算较简单而选用的，均仅仅是统一计算的标准，与实际情况和推荐的系统和冷热源方案无关。计算公式中的发电煤耗 q_2 ，为 **2012** 年国家统计局发布的数据。

3 第 **B.3.3** 条的逐时负荷计算参数，仅为权衡判断计算时的统一数据，与实际设计参数无关。其中规定的空调区室内温度也不代表建筑物内的实际温度和工作时间、非工作时间的实际温度变化。

4 供暖、通风和空气调节节能设计

4.1 一般规定

4.1.1 本条根据现行国家标准《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》**GB50736-2012** 的相关规定和北京市的具体情况整理。

公共建筑中，冷热源能耗占空调系统能耗的 **40%** 以上。当前各种冷热源机组、设备类型繁多，电制冷机组、溴化锂吸收式机组及蓄能设备等各具特色，地源热泵等利用可再生能源或天然冷源的技术应用广泛。使用这些机组和设备时会受到多种因素的影响和制约，因此应客观全面地对冷热源方案进行技术经济比较分析后确定合理的冷热源方案。

本条的第 **1~7** 款提出了冷热源形式选择的优先顺序和一般原则。

“工业余热和废热”与“可再生能源”相比，一般来说前者具有相对较高的能源品质，利用时在投资等经济性方面相对较好，因此作为第一款优先提出。可再生能源的应用是当前和今后较长一段时期我国社会经济发展的必然要求，也是全球环境保护所必需的，设计人员应对此给予高度的重视。同时，这也从另一个方面提醒设计人员：能源利用的基本原则应该首先是“不浪费”现有的资源；我们不能在一边浪费大量可利用的热源的情况下、一边又花很大的代价去实现所谓的“可再生能源”应用，从而导致经济技术上的不尽合理。

在选择人工热源时，对于有城市集中热网的地区，优先考虑集中热网，对于整个城市的能源利用、节能环保都是非常有利的，对于建筑本身的经济性一般来说也是较好的选择。因此，有城市热网时，一般不宜再自建人工热源（有工艺要求，或者城市热网季节性供应无法满足建筑需要者除外）。当然，如果建筑所在地距离城市热网较远（例如远郊区县），强制选择城市热网导致接入困难、投资较大，或者需要用较多的输送能耗时，则需要进行一定的技术论证和经济比较来确定。

从节能角度来说，能源应充分考虑梯级利用，例如采用热、电、冷联产的方式。《中华人民共和国节约能源法》明确提出：“推广热电联产，集中供热，提高热电机组的利用率，发展热能梯级利用技术，热、电、冷联产技术和热、电、燃气三联供技术，提高热能综合利用率”。大型热电冷联产是利用热电系统发展供热、供电和供冷为一体的能源综合利用系统。冬季用热电厂的热源供热，夏季采用溴化锂吸收式制冷机供冷，使热电厂冬夏负荷平衡，高效经济运行。因此也是优先考虑的冷热源方案，但前提是必须具备条文中的选用条件。

电动压缩式制冷与燃气吸收式制冷相比，其效率要高得多。因此对于城市夏季供电能力充足的地区，应优先采用电动压缩式制冷。只有在既无余热、废热、可再生能源和城市热网，且无条件采用热、电、冷联产的方式，夏季电能供应又比较紧张的地区，才考虑采用燃气吸收式机组制冷、供热。

在燃料选择时，燃煤受到了环境保护的制约，燃油在经济性方面较差，因此利用城市燃气为燃料，有利于环境保护、能源效率和经济性等的综合协调。

本条的 **8~12** 款是针对工程具体的特点而做出的相应规定。这些规定在应用时，也需要结合 **1~7** 款的原则性规定，通过技术经济比较选择合理的冷热源方案。其中地下水水源热泵系统由于有对地下水资源的保护问题等，必须得到相关主管部门的批准才能够设计采用。

4.1.2 近年来包括建筑物的供暖、通风、空调方式在内的暖通技术出现多元化发展的趋向，多元化发展本身就说明各自的相对合理性和可行性，应该从实际条件出发，扬长避短，合理选择。各类供暖、通风、空调方式的特点和适用条件，见现行国家标准《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》**GB50736-2012** 第 **5、6、7** 章。

4.1.3 强制性条文。

由于各种主客观原因，在设计中常常利用单位建筑面积冷热负荷指标进行估算，直接作为施工图设计的依据。由于估算总负荷偏大，从而出现冷热源装机容量、水泵配置偏大的现象，导致建设费用和能源的浪费。估算会使房间和区域的负荷不准确，导致管网配置不平衡，末端设备（空气处理机组、风机盘管机组、散热器或地面辐射供暖加热管等）出现过分放大或估算不足的现象。因此，无论是冷热源设备、管道直径，末端设备，均应以负荷计算作为基本依据，特对此做出严格规定。

对于供暖，即使是采用分散设置燃气炉的系统，也应对每个房间进行计算，才能正确选用散热器、进行户内管路平衡计算、确定管道管径。而对于仅预留空调设施位置和条件（电源等）的情况，间歇运行的分散式空调设备经常由用户自理，因此不做要求。

4.1.4 相关规范对室内外设计参数的规定：

1 除工艺性空调以外，公共建筑供暖和舒适性空调的室内空气设计参数的选用应兼顾舒适和节能，不应过高、也不应过低，本条规定了建筑设计用的室内设计参数取值原则。为方便使用，将现行《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》**GB50736-2012** 中适用于北京地区的室内设计参数整理摘录如下：

1) 供暖室内设计温度，严寒和寒冷地区主要房间应采用 **18~24℃**。

2) 舒适性空调人员长期逗留区域室内设计参数

类别	热舒适度等级	温度（℃）	相对湿度（%）	风速（m/s）
供热工况	I 级	22~24	≥30	≤0.2
	II 级	18~22	-	≤0.2
供冷工况	I 级	24~26	40~60	≤0.25
	II 级	26~28	≤70	≤0.3

注：I 级热舒适度较高，II 级热舒适度一般。

3) 公共建筑主要房间每人所需最小新风量

建筑房间类型	新风量 [$\text{m}^3/(\text{h} \cdot \text{人})$]
办公室	30
客房	30
大堂、四季厅	10

4) 医院建筑设计最小换气次数

功能房间	每小时换气次数
门诊室	2
急诊室	2
配药室	5
放射室	2
病房	2

5) 高密人群建筑每人所需最小新风量

建筑类型	人员密度 P_F (人/ m^2)		
	$P_F \leq 0.4$	$0.4 < P_F \leq 1.0$	$P_F > 1.0$
影剧院、音乐厅、大会厅、多功能厅、会议室	14	12	11
商场、超市、博物馆、展览厅、公共交通等候室、体育馆	19	16	15
歌厅、	23	20	19
健身房	40	38	37
酒吧、咖啡厅、宴会厅、餐厅、游艺厅、保龄球房	30	25	23
教室	28	24	22
图书馆	20	17	16
幼儿园	30	25	23

2 除《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》外,“其他国家和北京市现行相关标准”,指有关供热计量、地板辐射供暖等标准。考虑分户热计量的供暖间歇因素和辐射供暖的等感温度等,这些标准对供暖室内计算温度的取值,还有相应具体的调整规定。

3 根据 1971~2000 年的统计数据,《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》(GB50736-2012)附录 A 对室外气象参数进行了修订,但仅给出了处于北京市区某气象台站的室外空气计算参数,供暖、空调、通风等室外计算温度均有调整。对于北部远郊县,其室外温度更低,可以参照《采暖通风与空气调节设计规范》(GBJ19-87)提供的北京市各地区室外气象参数的差值简化确定。例如,供暖室外计算温度密云地区可比城区低 2°C ,海拔较高的延庆地区可比城区低 4°C 。

4.1.5 对发热量较大的附属用房室内计算温度的规定:

1 变配电室等发热量较大的机电设备用房如夏季室内计算温度取值过低,甚至低于室外通风温度,既没有必要,也无法完全利用室外空气消除室内余热,需要耗费大量制冷能量。因此规定夏季室内计算温度取值不应低于室外通风计算温度,但不包括设备需较低的环境温度才能正常工作的计算机房等情况,这时一般应设置有回风(包括循环风的末端空调设备等)的空调系统,不属于本条适用的通风范畴。

2 北京地区厨房热加工间夏季仅靠机械通风不能保证人员对环境的温度要求,一般需要设置空气处理机组对空气进行降温处理。由于排除厨房油烟所需风量很大,需采用风量很大的不设热回收装置的直流式送风系统。如计算室温取值过低,供冷能耗很大,且不设回风,温度较低的室内空气直接排走,能量浪费很大。因此建议厨房热加工间夏季室内计算温度取值不宜低于室外通风计算温度。

4.1.6 局部性较全室性供暖或空调有较明显的节能效果,例如要求较高温度的局部区域设置地面供暖、舒适性空调的岗位送风等。因此,在局部性供暖或空调能满足该区域的热湿环境或净化要求时,应采用局部性供暖、空调,以达到节能和节约投资的目的。

对于高大空间,当使用要求允许仅在下部区域进行空调时,可采用分层式送风或下部送风的气流组织方式,以达到节省运行能耗和初投资目的。与全室性空调方式相比,分层空调夏季可节省冷量**30%**左右,但在冬季供暖工况下运行时并不节能,此点特别提请设计人员注意。其空调负荷计算与气流组织设计见现行国家标准《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》**GB50736** 相关条文。

4.1.7 本条文为管道绝热计算的基本原则,也作为附录**C.4**的引文。为方便设计人员选用,附录**C.4**列出了管道最小绝热层厚度或最小热阻的推荐取值,与现行北京市地方标准《居住节能设计标准》**DB11/891-2012**基本一致。

表**C.4.1-1**中数值是按经济厚度的原则计算制定的,可使长度**500m**以内的供回水管路温降或温升不超过供回水温差的**6%**,当管路过长时,应适当增加厚度。对于冷热合用管道,原则上还应进行防结露验算,与经济厚度对比后取其大值;但因北京地区不属于特别潮湿地区,可以直接采用。根据《柔性泡沫橡塑绝热制品》**GB/T 17794-2008**,该制品的使用温度在**-40℃~105℃**,而且超高层建筑空调水系统分区等情况,有可能需要高于**60℃**的低区空调热水再通过**1~2**次换热获得高区的空调热水;因此表中采用柔性泡沫橡塑保温的热水管道其水温适用范围从**60℃**提高到**80℃**。

表**C.4.1-2**和表**C.4.2**根据国家标准《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》**GB50736-2012**整理得出。表**C.4.1-2**为按经济厚度进行计算,考虑到热价的变化因素和节能要求,采用了按热价为**85元/GJ**(相当于天然气供热)计算出的数值。

4.2 热源和冷源

4.2.1 强制性条文。

北京的电力生产主要依靠火力发电,其热电转换效率远低于达到节能要求的燃煤、燃油或燃气锅炉供热的能源效率,更低于热电联产供热的能源效率。因此采用电热设备直接供暖和加湿,是高品位能源的低效率应用。北京地区供暖时间长,供暖能耗占有较高比例,更应严格限制设计直接电热集中供暖。常见的采用直接电能供热或加湿的设备有:电热锅炉、电热水器、电散热器、电暖风机、加热电缆、电热膜、电极(电热)式加湿器等。

为合理利用能源、提高能源利用率,只有符合本条所指的特殊情况时方可采用电直接加热和加湿设备,其中对建筑物供暖、空调只限制作为主体热源使用。对于设置了集中供暖的建筑中个别连接集中热水系统难度较大、设置热泵等投资较高或无法设置、耗热量较小的局部区域(例如屋顶水箱间防冻、门厅热风幕和局部加热电缆地面,远离主体热源的地下车库值班室等预留的电热供暖设备电源等),以及必须采用电加热的工艺性空调房间(例如高精度的珍品库房等,对相对湿度控制精度要求较高,需设置末端再热,同时这些房间可能也不允许末端带水等),不做强制性限制。判定是否采用直接电热作为建筑物供暖、空调的主体热源,可以用冬季直接加热用电量不超过夏季冷源用电量(包括制冷机组和冷却水泵)的**20%**作为界限。

1 对于一些有特殊消防要求,或者位于对环保有严格要求的地区,无法使用燃气、燃油或燃煤的建筑,如果只有电能可以使用,热泵是一个较好的选择方案。但是,在无法采用热泵的情况下,由于这些建筑通常规模都较小(在无城市或区域集中供热和燃气供应的地区,一般不会建设大型公共建筑),供热量也不大,允许采用电能直接供暖。

2 如果一些特殊建筑的冬季供热设计负荷较小,允许采用夜间低谷电进行蓄热。供热负荷较小的界定是“电锅炉的装机容量不超过夏季冷源用电(包括制冷机组和冷却水泵)的装机容量”,主要是考虑即使是采用蓄热,对用电量也应限制,不能为了冬季供热过分加大建筑用电变压器的装机容量。

3 冬季对室内相对湿度要求较高的场所(例如有较高恒温恒湿要求的工艺性房间),或

对空调加湿有一定卫生要求的场所（例如无菌病房等），不采用蒸汽无法实现湿度的精度要求或卫生要求，但无加湿用蒸汽源时，才允许采用电极（或电热）式蒸汽加湿器。

4 如果该建筑内本身设置了可再生能源发电系统，例如利用太阳能光伏发电、生物质能发电等，且发电量能够满足直接电热供暖和/或加湿的用电量需求，为了充分利用其发电的能力，允许优先将建筑本身的发电量用于电热供暖和加湿，以减少建筑物整体消耗的市政电能。

4.2.2 强制性条文。

本条与北京市地方标准《居住建筑节能设计标准》**DB11/891-2012**一致。规定的锅炉名义工况下热效率的限定值是根据中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局颁布的特种设备安全技术规范《锅炉节能技术监督管理规程》（**TSG G0002-2010**）制定的。。

4.2.3 本条来源于《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》（**GB50736-2012**）。

蒸汽能量品位比热水要高得多，采用燃气或燃油锅炉将水由低温状态加热至蒸汽，再通过热交换转化为生活热水是能量的高质低用；蒸汽锅炉的排污热损失和散热损失等都高于热水锅炉；蒸汽凝结水的回收和余热利用系统复杂；所以强调尽量以水为锅炉的供热介质。

但当蒸汽热负荷比例大，而总热负荷又不很大时，分设蒸汽供热与热水供热系统，往往系统复杂，投资偏高，锅炉选型困难，且节能效果有限，所以此时统一供热介质，技术经济上往往更合理。

4.2.4 冬季运行性能系数是指设计工况时的性能系数，即冬季室外温度为当地供暖计算温度或空调计算温度，冷热水机组的供水温度和供回水温差为工程设计工况条件下，达到设计需求的机组供热量(**W**)与机组输入功率(**W**)之比。

选用空气源热泵机组时应特别注意与一般设备样本提供的标准名义工况（室外温度 **7℃**，冷热水机组供水温度 **45℃**、供回水温差 **5℃**）供热量的区别。当末端采用无强制对流的供暖设备（散热器、辐射供暖等），室外侧温度应为供暖计算温度；当采用风机盘管等强制对流空调末端设备供暖时，室外温度应为空调计算温度；冷热水机组还应按设计工况的供回水温度确定供热量。

研究表明，热风型机组在设计工况下 **COP** 为 **1.8** 时，整个供暖期达到的平均 **COP** 值与采用矿物能燃烧供热的能源利用率基本相当；热水机组由于增加了热水的输送能耗，设计工况 **COP** 达到 **2** 才能与 **COP1.8** 的热风型机组能耗相当。

4.2.5 本条根据《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》**GB50736-2012**的相关规定整理。

表**4.2.5**对目前生产的水冷式冷水机组的单机制冷量做了大致的划分，提供选型时参考，其目的是根据制冷量范围推荐选择高效节能的冷水机组。

表中除注明者外，离心机均包括普通型和磁悬浮型。目前新型的磁悬浮离心机名义工况制冷量可以做到**500kW**，当制冷量在**500~1054 kW**范围内时，磁悬浮离心机 **COP**值高于螺杆机，因此表中增加了磁悬浮离心机的适用范围。螺杆机和离心机之间有制冷量相近的型号，可通过性能价格比，选择合适的机型。往复式（活塞式）冷水机组因能效低已很少使用，故不列入。

4.2.6 强制性条文。

1 制冷性能系数 **COP** 值的确定，应考虑国家的节能政策、我国现有产品及发展水平、鼓励国产设备尽快提高技术水平，考虑到北京市的节能和经济水平在国内处于领先地位，针对不同压缩方式产品的冷量范围和技术特点等因素，分别提出不同要求。对节能率影响较大的水冷螺杆式和离心式冷水机组采用了《公共建筑节能设计标准》**GB50189**（修编报批稿）中各气候分区限值的最高值（即夏热冬暖地区限值），其他机型的冷水机组采用了寒冷地区的限值。

表 3 摘录了国家标准《冷水机组能效限定值及能源效率等级》GB 19577-2004 中“能源效率等级指标”。本标准 2009 年版对水冷离心式机组的能效限值是 3 级标准，其他类型机组是 4 级标准，本版标准有所调整和提高，对应的能效等级同 2009 年版比较提升情况见表 4。

2 地下水式、地埋管式和地表水式机组的水温范围均不相同，无法分别确定其相应准确的名义工况，因此与一般冷水（热泵）机组采用同一名义工况。

3 变频机组由于变频器、电抗器、滤波器的损耗，满负荷性能会有一定程度的降低（但部分负荷性能系数 IPLV 可提升 30%左右）。双工况离心机组制造时需照顾到两个工况工作状态下的效率，会比单工况机组低。因此，对二者的能效限值分别给出了修正系数。

表 3 GB 19577-2004 的冷水（热泵）机组能源效率等级限值

类型	名义制冷量（CC） （kW）	能效等级（COP）（W/W）				
		1	2	3	4	5
风冷式或 蒸发冷却式	CC≤50	3.20	3.00	2.80	2.60	2.40
	CC>50	3.40	3.20	3.00	2.80	2.60
水冷式	CC≤528	5.00	4.70	4.40	4.10	3.80
	528<CC≤1163	5.50	5.10	4.70	4.30	4.00
	CC>1163	6.10	5.60	5.10	4.60	4.20

表 4 本标准冷水（热泵）机组制冷性能系数限值对应能效等级和提升情况

类 型		名义制冷量 （kW）	制冷性能系数COP （W/W）	对应能效等级	比2009年版标准 提高（%）
水 冷	涡旋式	<528	4.10	4级	0
	螺杆式	<528	4.90	高于2级	19.5
		528 ~ 1163	5.30	高于2级	23.3
		>1163	5.60	2级	21.7
	离心式	<1163	5.40	高于2级	14.9
		1163~2110	5.70	高于2级	11.8
		>2110	5.90	高于2级	15.7
风 冷 或 蒸发冷却	涡旋式	≤ 50	2.60	4级	0
		> 50	2.80	4级	0
	螺杆式	≤ 50	2.80	3级	7.69
		> 50	3.00	3级	7.14

4.2.7 冷水机组在相当长的运行时间内处于部分负荷运行状态，为了降低机组部分负荷运行时的能耗，对冷水机组部分负荷时的性能系数 IPLV 做出规定。

相对于评价冷水机组满负荷性能的单一指标COP而言，IPLV提出了一个评价冷水机组部分负荷性能的基准和平台，完善了冷水机组性能的评价方法，有助于促进冷水机组部分负荷性能的改进，促进冷水机组实际性能水平的提高。

受IPLV计算方法和检测条件的限制，IPLV具有一定的适用范围：

- 1) 只能用于评价单台冷水机组在标准工况时的性能水平；
- 2) 不能用于评价单台冷水机组实际运行工况下的性能水平，不能用于计算单台冷水机组的实际运行能耗；
- 3) 不能用于评价多台冷水机组综合部分负荷性能水平。

IPLV的计算公式和检测条件来源于《公共建筑节能设计标准》GB50189（修编报批稿）。

4.2.8 强制性条文。

《单元式空气调节机能效限定值及能源效率等级》（GB 19576-2004）规定的能效等级见表 5。本标准 2009 年版对能效的限值采用了 4 级标准。

本版标准提出的能效等级要求与《公共建筑节能设计标准》**GB50189**（修编报批稿）一致，其对应的能效等级和提升情况见表 6。由于容量不同的单元机性能具有一定的差异性，而且目前我国单元机产品的能效的提升主要集中于小冷量产品，因此新修编的标准针对不同容量的单元机分别做出了要求。

表 5 **GB19576-2004** 单元式空调机组能效等级限值

类型		制冷能效比 EER (W/W)				
		1	2	3	4	5
风冷式	不接风管	3.20	3.00	2.80	2.60	2.40
	接风管	2.90	2.70	2.50	2.30	2.10
水冷式	不接风管	3.60	3.40	3.20	3.00	2.80
	接风管	3.30	3.10	2.90	2.70	2.50

表 6 本标准单元式空调机组能源效率限值对应能效等级和提升情况

类型		制冷能效比 EER (W/W)		对应能效等级	比 2009 年版标准提高 (%)
风冷式	不接风管	7.1~14	2.75	高于 4 级	5.8
		>14	2.70	高于 4 级	3.9
	接风管	7.1~14	2.55	高于 3 级	10.9
		>14	2.50	3 级	8.7
水冷式	不接风管	7.1~14	3.50	高于 2 级	16.7
		>14	3.35	高于 3 级	11.7
	接风管	7.1~14	3.20	高于 2 级	18.5
		>14	3.10	2 级	14.8

4.2.9 《房间空气调节器能效限定值及能源效率等级》（**GB12021.3-2010**）和《转速可控型房间空气调节器能效限定值及能源效率等级》（**GB21455-2013**）规定的能效等级见表7、表8和表9，其中**3级**能效为能效限定值，**2级**能效为节能评价价值。

采用分散式房间空调器时，如果统一设计和建设单位统一安装，应按本条规定选择能效不低于节能评价价值的产品。但公共建筑往往在一些局部房间少量采用分体式等分散式房间空调器，设计中常仅预留电源，空调器由用户自行采购，也要指导用户购买能效比高的节能型产品。本条要求同现行北京市地方标准《居住建筑节能设计标准》**DB11/891-2012**一致。

表 7 房间空调器能效指标限值

类型	名义制冷量 CC (W)	能效指标 (W/W)		
		1 级	2 级	3 级
整体式	--	3.30	3.10	2.90
分体式	CC ≤4500	3.60	3.40	3.20
	4500<CC≤7100	3.50	3.30	3.10
	7100<CC≤14000	3.40	3.20	3.00

表8 单冷式转速可控型房间空调器能效等级

类型	名义制冷量 CC (W)	制冷季节能源消耗率 [(W·h) / ((W·h))]		
		1 级	2 级	3 级
分体式	CC ≤4500	5.40	5.00	4.30

	4500<CC≤7100	5.10	4.40	3.90
	7100<CC≤14000	4.70	4.40	3.50

表 9 热泵型转速可控型房间空调器能效等级

类型	名义制冷量 CC (W)	全年能源消耗率 [(W·h) / ((W·h))]		
		1 级	2 级	3 级
分体式	CC ≤4500	4.50	4.00	3.50
	4500<CC≤7100	4.00	3.50	3.30
	7100<CC≤14000	3.70	3.30	3.10

4.2.10 强制性条文。

表 10 为摘录的《多联式空调（热泵）机组能效限定值及能源效率等级》**GB21454-2008** 的能源效率等级要求和本标准采用限值的提升情况。由于近年来多联机技术发展很快，绝大多数厂家的产品都能达到一级能效，主流品牌的主流产品的能效已经远高于一级标准。北京市近年来在公共建筑中多联机系统的应用越来越广泛，已经成为公共建筑空调系统中非常重要的用能设备。考虑到北京市的节能和经济水平，应淘汰市场上的一部分能效相对较低的产品。

因此本标准规定的能效限值采用了《公共建筑节能设计标准》**GB50189**（修编报批稿）中各气候分区限值的最高值。**2009** 年版的本标准对多联机能效没有限值，**2012** 年版《居住建筑节能设计标准》**DB11/891** 将限值定为 3 级，与该值相比有较大幅度的提高。

表 10 多联式空调（热泵）机组的能源效率等级限值和提升情况

名义制冷量 CC (kW)	制冷综合性能系数 IPLV(C) (W/W)					比 2012 年版 相关标准提高 (%)	
	GB21454-2008 分级和限值						本标准限值
	5	4	3	2	1		
CC ≤ 28	2.80	3.00	3.20	3.40	3.60	4.00	25.0
28 < CC ≤ 84	2.75	2.95	3.15	3.35	3.55	3.95	25.4
CC > 84	2.70	2.90	3.10	3.30	3.55	3.80	22.6

4.2.11 随着工程的需要，一些多联机的室内外机之间的制冷剂配管可以长达一百多米，方便了室外机的布置，但配管长度等因素会影响设备的制冷能力及效率，过长时机组制冷、制热性能的下降十分严重，设计必须避免这种情况发生。

现行相关产品标准以综合制冷性能系数 IPLV (C) 作为多联机系统的能效评价指标，但各生产企业很少能提供各工况负荷点数据，且计算方法比较复杂，对设计和审图造成困难，固评价管道设计长度时的系统能效时，本条不考虑采用 IPLV (C) 指标，而限定因管长衰减后的主机制冷能效比 EER 不低于 2.8 作为评价标准，也体现了对制冷剂连接管的合理长度要求。

根据多联机生产企业的技术资料，制冷剂采用 R410A 时，如果连接管长度为 90m~100m，或等效长度（管道长度和管件当量长度之和）为 110m~120m，多联机满负荷时的能效比 EER 大致下降 13%~17%，制冷综合性能系数 IPLV 下降 10% 以内。目前市场上的优质产品，其满负荷时的名义能效比可达 3.30，连接管增长后的 EER 为 2.87~2.74，因此是否满足 EER 不低于 2.8 的要求，需要通过多联机系统生产企业提供的技术资料计算确定。

4.2.12 强制性条文

根据本标准 4.2.3 条的规定，除利用市政热电厂供应的蒸汽和其他废热、余热外，不会采用锅炉燃烧产生蒸汽或温度高于 100℃ 的高温热水作为蒸汽或热水型溴化锂吸收式冷水机组的热源进行夏季制冷。因此，如使用热水或蒸汽吸收式机组，上市产品都满足相应的产品标准《蒸汽和热水型溴化锂吸收式冷水机组》GB/T18431 的规定（见表 11），利用市政热电厂供应的蒸汽和其他废热、余热作为热源时都可以选用，不再另外做更高的限值规定。因此本标准仅对直燃型机组的性能系数限值提出要求。

由于直燃机的效率远低于电制冷机，根据本标准第 4.1.1 条冷热源的选用原则，当必须选用直燃机时，应采用高效产品，因此本标准制定的直燃机制冷性能系数限值 1.30 高出产品标准规定的 1.10，也高于《公共建筑节能设计标准》GB50189（修编报批稿）规定的 1.20。

表 11 蒸汽双效溴化锂吸收式机组性能参数

名义工况			单位制冷量蒸汽耗量 [kg/（kW·h）]
冷水进/出口温度（℃）	冷却水进/出口温度（℃）	蒸汽压力（MPa）	
18/13	30/35	0.25	≤1.40
12/7		0.40	
		0.60	≤1.31
		0.80	≤1.28

4.2.13 目前直燃机组样本一般不直接给出其性能系数值 COP_{zr} ，需设计选用人员根据产品样本提供的参数计算确定。 COP_{zr} 的计算公式来源于《直燃型溴化锂吸收式冷（温）水机组》（GB/T18362-2008），为机组名义工况制冷（热）量 Q /（热消耗量 Q_i + 用电量 A ），分母中的热消耗量 Q_i 没有转换为等效的电能，与机组用电量 A 并不等价，因此 COP_{zr} 值的意义与电制冷机组的 COP 不完全相同，仅作为判断直燃机性能的参数。

考虑到机组均有绝热层，公式中热消耗量 Q_i 不考虑本体热损失。

机组制冷或制热时消耗的电力 A 可大致根据产品样本提供的数据确定，包括真空泵、冷剂泵、溶液泵、燃烧器风机等，不包括有些产品为机组冷却水和所产冷水、热水配套供应的循环泵用电量。

4.2.14 水冷式制冷机组冷源系统综合制冷性能系数 $SCOP$ ，是综合考虑冷源侧的制冷机组、冷却水泵、冷却塔的电能消耗的性能系数。制定本条的目的是不仅要选择性能系数高的制冷机组，设计中还应通过合理确定冷却塔位置和进行冷却水管道设计，以减少冷却水输送系统和冷却塔的能耗。

本标准的 $SCOP$ 限值是按本标准第4.2.13条的计算方法确定的，公式中的变量如下取值：

- 1) 机组 COP 或 COP_{zr} 值分别为本标准第4.2.6、4.2.8和4.2.12条规定的限值。
- 2) 冷却水泵扬程统一采用30m，水泵流量考虑了10%的余量，机组对应的水泵效率 $G \leq 200m^3/h$ 时取0.69， $G > 200m^3/h$ 时取0.71；水冷单元式空调机组一般为多台机组共用冷却水系统，共用冷却水泵的效率平均取0.70。
- 3) 经过统计，冷却塔风机电量统一按单位电耗排热量为170kW/kW计算。
- 4) 经过统计，直燃机组制冷时用电量统一按单位电耗制冷量为150 kW/kW计算。
- 5) 根据本标准第4.2.13条，直燃机性能系数 COP_{zr} 为“制冷（热）量”与“用能量”之比，由于机组电消耗量很小，“用能量”的绝大部分是“热消耗量”。因此附录C.1中直燃机组的 $SCOP$ 计算采用了将机组“用能量”中的“用电量”采用“发电效率法”折算为燃气的能（热）量进行计算，折算公式如下：

$$Q = A / \eta_e \cdot$$

式中： Q ——电量折合的某类能源等效能量数值（kW）；

A ——用电量（kW）；

η_e ——该类型能源转换电的效率，对于燃气取 $\eta_e=0.45$ 。

水源热泵（地下水式、地埋管式和地表水式）机组，冷却水进出口水温均比常规冷却塔系统的名义工况（冷却水30/35℃）低；冷源侧的水泵用电量还包括从地下或地表取水及回灌等的水泵电耗，其数值一般比采用冷却塔的系统要高，包含水泵能耗在内的综合性能系数限值不易确定且与常规系统采用同样的数值也不合理。因此，对水源热泵机组的 $SCOP$ 值暂不作规定。

根据国家标准《蒸气压缩循环冷水（热泵）机组工商业用和类似用途的冷水（热泵）机组》GB/T 18430.1的规定，风冷式机组的 COP 计算中消耗的总电功率，应包括放热侧冷却风机的电功率，因此风冷机组的 $SCOP$ 值即为其名义工况下的 COP 值，不再另作规定。

4.2.15 本条来源于《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》（GB50736-2012）。

目前几乎所有的舒适性集中空调建筑中，都不存在冷源的总供冷量不够的问题，大部分情况下，所有安装的冷水机组一年中同时满负荷运行的时间没有出现过，甚至一些工程所有机组同时运行的时间也很短或者没有出现过。这说明相当多的制冷站房的冷水机组总装机容量过大，实际上造成了投资浪费。同时，由于单台机组装机容量也随之增加，还导致了其在低负荷工况下运行，能效降低。因此，对设计的装机容量做出了本条规定。

对于一般的舒适性建筑而言，本条规定能够满足使用要求。对于某些特定的建筑必须设置备用冷水机组时（例如某些工艺要求必须24小时保证供冷的建筑等），其备用冷水机组的容量不统计在本条规定的装机容量之中。

4.2.16 本条来源于《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》GB50736-2012。

380V的冷水机组技术成熟、价格低、运行管理方便、维修成本低，因此广泛应用于运行电流较小的中、小型项目中。

大型或特大型冷水机组，因其电动机功率较大，故运行电流较大，导致电缆或母排因截面较大不利于其接头安装。采用高压电机，可以减小运行电流以及电缆和母排的铜损、铁损。由于减少低压变压器的装机容量，因此也减少了低压变压器的损耗和投资。

考虑到目前国内高压冷水机组的电机型号少且存在多种压缩机型号配同一高压电机型号的现象，使得客观上出现了最佳性价比的机组少、高能效机组少的情况；并且高压冷水机组价格较高，高压电缆和母排的安全等级较高，也会使相应投资的增加和要求运行管理水平较高。因此本规定主要是依据电力部门和强电设计师的要求，并结合目前已有的产品情况，对不同电机容量作了不同程度的要求。

4.2.17 本条根据《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》（GB50736-2012）的相关规定整理。

1 直燃式机组的名义供热量一般为名义供冷量的**70%~80%**左右，这是一个标准配置，也是较经济合理的配置，在设计时尽可能按照标准型机组来选择。同时，设计时要分别按照供冷工况和供热工况来预选直燃机。从提高经济性和节能的角度来看，如果供冷、供热两种工况下选择的机型规格相差较大时，宜按照机型较小者来配置。

当冬季供热负荷可能大于夏季供冷负荷（或者是供热负荷与供冷负荷的比值大于**0.8**），按照夏季冷负荷选型时，如果采用加大机型的型号来满足供热的要求，在投资、机组效率等方面都受到一定的影响，因此现行的一些工程采用了机组型号不加大而直接加大高压发生器和燃烧器的方式。这种方式虽然可行，但仍然存在高、低压发生器的匹配一定程度上影响机组运行效率的问题，因此对此进行限制。当超过本条规定的限制时，应采用“直燃机组+辅助锅炉房”的方案。

如果出现供热负荷较小，与之相配的直燃机供冷量不足的情况，从能源利用的合理性来看，一般应采用“直燃机组+辅助电制冷”的方案。有的工程采用在直燃机组台数配置上做到冬季和夏季通过运行台数调节达到单台机组的供冷、供热量匹配的方案，但直燃机组价格较高，一部分机组不能做到冬夏两用，比“直燃机组+辅助电制冷”的方案不经济，因此只能在确实无条件设置辅助电制冷机的情况下（这种情况极少）才能采用。

2 三用机除夏季供冷、冬季供热外，还可全年为生活热水供热，其因多种用途受到业主欢迎，但由于在设计选型中存在的一些问题，致使在实际工程使用中出现不尽如人意之处。主要原因是：

1) 对冷（温）水和生活热水未进行日负荷分析与平衡，由于机组能量不足，造成不能同时满足各方面的要求；或无限制地加大高压发生器和燃烧器，影响机组运行效率。

2) 未进行各季节的使用分析，造成不经济、不合理运行、效率低、能耗大；

3) 在冷（温）水和生活热水系统内未设必要的控制与调节装置，无法优化管理，系统无法运行成本提高。

直燃机价格昂贵，尤其是三用机，要搞好合理匹配，系统控制，提高能源利用率是设计选型的关键，因此不能随意和不加分析地采用。当难以满足生活热水供应要求又影响供冷（温）质量时，应另设专用热水机组提供生活热水。

4.2.18 本条来源于《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》（GB50736-2012）。

在大中型公共建筑中，或者对于全年供冷负荷需求变化幅度较大的建筑，冷水（热泵）机组的台数和容量的选择，应根据冷（热）负荷大小及变化规律而定，单台机组制冷量的大小应合理搭配，当单机容量调节下限的制冷量大于建筑物的最小负荷时，可选**1**台适合最小负荷的冷水机组，在最小负荷时开启小型制冷系统满足使用要求，这已在许多工程中取得很好的节能效果。如果每台机组的装机容量相同，此时也可以采用一台变频调速机组的方式。

对于一般公共建筑，机组设置不宜少于**2**台，除可提高安全可靠外，也可达到经济运行的目的。设计冷负荷较小（不大于**528kW**），且因特殊原因仅能设置**1**台的工程，应采用可靠性

高，部分负荷能效高的机组。

4.2.19 本条是冷却水系统有关节能（包括节水）的规定。

1 在补水总管上设置水流量计量装置的目的是要通过补水量的计量，让管理者主动地建立节能、节水意识，同时为政府管理部门监督管理提供一定的依据。

2 为了避免安装过程的焊渣、焊条、金属碎屑、砂石、有机织物以及运行过程产生的冷却塔填料等异物进入冷凝器和蒸发器，宜在冷水机组冷却水和冷冻水入口前设置过滤孔径不大于**3mm**的过滤器。

由于补水的水质和系统内的机械杂质等因素，不能保证冷却水系统水质符合要求，尤其是开式冷却水系统与空气大量接触，造成水质不稳定，产生和积累大量水垢、污垢、微生物等，卫生环境恶化，对设备造成腐蚀，使水流阻力增加，冷却塔和冷凝器的传热效率降低，增加了不节能因素。系统污垢增加了机组的冷凝温度，例如，当蒸发温度一定时，冷凝温度每增加**1℃**，压缩机单位制冷量的耗功率约增加**3%~4%**。冷水机组产品标准（**GB/T18430.1**）已经将冷凝器侧的污垢系数由**0.086**调整到**0.044**，对冷却水水质提出了更高的要求。因此，为保证水质，规定应采取相应措施，包括传统的化学加药处理，以及其他物理方式，并建议设置水冷管壳式冷凝器自动在线清洗装置，可以有效降低冷凝器的污垢热阻，保持冷凝器换热管内壁较高的洁净度，从而降低冷凝端温差（制冷剂冷凝温度与冷却水的离开温度差）和冷凝温度。目前在线清洗装置主要是清洁球和清洁毛刷两大类产品，在应用中各有特点，设计人员应根据冷水机组产品的特点合理选用。

3 在冷却塔下部设置集水箱作用如下：

- 1)** 冷却塔水靠重力流入集水箱，无补水、溢水不平衡问题；
- 2)** 可方便地增加系统间歇运行时所需存水容积，使冷却水循环泵能稳定工作；
- 3)** 为多台冷却塔统一补水、排污、加药等提供了方便操作的条件；
- 4)** 冬季使用的系统，为防止停止运行时冷却塔底部存水冻结，可在室内设置集水箱，节省冷却塔底部存水的电加热量。

因此，必要时可紧贴冷却塔下部设置各台冷却塔共用的冷却水集水箱。但在室内设置水箱存在占据室内面积、水箱和冷却塔的高差增加水泵电耗等缺点。因此，是否设置集水箱应根据工程具体情况确定，且应尽量减少冷却塔和集水箱的高差。

4 在目前的一些工程设计中，只片面考虑建筑外立面美观等原因，将冷却塔安装区域用建筑外装修进行遮挡，忽视了冷却塔通风散热的基本安装要求，对冷却效果产生了非常不利的影响。设计中只能采用加大冷却塔规格，增加风机功率；运行中还有可能导致冷却能力下降，加大了制冷机组的运行能耗。因此，强调冷却塔的工作环境应为空气流通条件好的场所，对此产品资料均有具体要求。

4.2.20 强制性条文。

空调系统即使全天开启，随负荷变化冷源设备及水泵进行台数调节，绝大部分都为间歇运行。在水泵停机后，冷却塔填料的淋水表面附着的水滴下落，一些管道内的水容量由于重力作用，也从系统开口部位下落，系统内集水盘或集水箱如果没有足够的容纳这些水量的容积，就会造成大量溢水浪费，同时也是输送能源的浪费；当水泵重新启动时，首先需要一定的存水量，以湿润冷却塔干燥的填料表面和充满停机时流空的管道空间，如存水量不足会造成水泵缺水进气空蚀，不能稳定运行。但在实际工程中采购的冷却塔集水盘往往不能满足要求，造成水量和能量的大量浪费，因此此条定为强制性条文，设计人员必须对所需存水容积进行计算，并选用满足规定的产品。

湿润冷却塔填料等部件所需水量应由冷却塔生产厂提供，逆流塔约为冷却塔标称循环水量的**1.2%**，横流塔约为**1.5%**。

4.2.21 空气源空调机组包括空气源冷（热）水机组、空气源多联机、分体式空调器等，其运行能效除与机组的性能有关外，同时也与室外机合理的布置有很大关系。为了保证室外机功能和能力的发挥，应将它设置在通风良好的地方，不应设置在通风不良的建筑竖井或封闭的或接近封闭的空间内；如果有墙壁等障碍物使进排风不畅和短路，或受到高温污浊气流的影响，也会影响室外机功能和能力的发挥，而使空调机组能效降低。实际工程中，因清洗不便，室外机换热器被灰尘堵塞，造成能效下降甚至不能运行的情况很多。因此，在确定安装位置时，要保证室外机有清洗的条件。

4.2.22 夏季在供冷同时会产生大量“低品位”冷凝热，对于夏季以供冷为主、常年具有供热需求（主要是生活热水）的建筑物，采取适当的冷凝热回收措施，可以在一定程度上减少全年供热量。采用何种热回收方式，应经技术经济比较确定，举例如下：

- 1) 利用冷水机组的冷却水温度，为生活热水预热；
- 2) 采用具有冷凝热回收功能的冷水机组作为供热热源。

但要明确：热回收措施应在技术可靠、经济合理的前提下采用，不能舍本求末。通常来说，热回收机组的冷却水温不宜过高，否则将导致机组运行不稳定，机组能效降低，供冷量衰减等，反而有可能在整体上多耗费能源。

在采用热回收措施时，应考虑冷、热负荷的匹配问题。例如：当生活热水等热负荷的需求与空调冷凝热产生不同步时，必须同时考虑设置冷却塔等散热的措施，以保证冷水机组供冷工况的正常运行。

4.2.23 蒸汽凝结水仍然具有较高的温度和应用价值。在一些地区（尤其是建设有区域蒸汽管网的地区），由于凝结水回收的系统较大，一些工程常常将凝结水直接排放掉，这一方面浪费了宝贵的高品质水资源（软化水），另一方面也浪费了热量，并且将凝结水直接排到下水道还存在其他方面的问题。因此本条文提出了回收利用的规定。

回收利用有两层含义：（1）回到锅炉房的凝结水箱，或作为某些系统（例如生活热水系统）的加热或预热，在换热机房就地换热后再回到锅炉房。后者不但可以降低凝结水的温度，而且充分利用了热量；（2）对于不回收凝结水的单管供汽热网（如热电厂的余热蒸汽），要妥善处理好凝结水的低位热能的利用问题，例如经技术经济比较合理时，设计水-水热泵提升凝结水的低位热能能级并加以利用，排放温度应符合国家排水规范的要求，一般不得高于 40℃。

凝结水回收系统一般分重力、背压和压力凝结水回收系统，可按工程的具体情况确定。从节能和提高回收效率考虑，应优先采用闭式系统即凝结水与大气不接触的系统。

4.2.24 《居住建筑节能设计标准》DB11/891 中对热源和热力站的节能要求还包括设备选型、装机容量和台数的确定、供热范围、余热回收等，本标准不做重复赘述。

4.2.25 地源热泵系统包括土壤源热泵系统、浅层地下水源热泵系统、地表水源热泵系统、污水水源热泵系统。根据地热能交换系统形式的不同，地源热泵系统又分为地埋管地源热泵系统、地下水地源热泵系统和地表水地源热泵系统。

《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》GB50736 中，涉及地源热泵节能设计的主要内容包括：地埋管地源热泵要进行土壤温度平衡模拟计算，系统总释热量和总吸热量宜基本平衡，以避免长期应用后土壤温度发生变化，出现机组效率降低甚至不能制冷或供热；以及水系统的变流量运行和保证水质的措施等。

4.2.26、4.2.27 为建筑物内区冬季供冷的规定。规定的前提是，设计人根据内区负荷情况（内区面积和负荷较大，冬季不供冷影响房间舒适度或工艺要求而必须供冷），已决定对内区进行供冷设施的配置。如果内区面积和余热量较少，是否配置供冷设施由设计人确定。

条文强调内区在冬季不应开启常规制冷机供冷，应利用自然冷源降温。内区降温可采取多种措施，当内区采用几种不同空调系统时，可分别采用不同的利用自然冷源的方法。

一、第**4.2.26**条为强制性条文。首先规定冬季供冷空调系统必须具有采用自然冷源的技术措施，包括本条规定的两种空调系统必须采用的措施和第**4.2.27**条的其他措施。对于**4.2.26**条：

1 内区为风机盘管加新风系统时，一般只能从新风和风机盘管两方面采取降温措施。当内区负荷较小时，设计人经计算认为采取加大新风即可达到目的，则只从新风系统采取措施。风机盘管系统利用自然冷源降温时，一般只能采用冷却塔供冷的方法。因此除采用加大新风的措施已满足要求外，条文强制性规定采用冷却塔供冷。这里的“风机盘管”是采用冷水盘管和风机为室内循环风降温的设备总称，并不仅限于风机单相供电的小型空调末端设备，也包括高大空间设置的三相供电的较大型循环风空调机组（相当于大风机盘管）。

当然，采用冷却塔供冷的系统，也并不限于风机盘管加新风系统。例如发热量很大的计算中心等工程，虽然不采用风机盘管，加大新风比也很难消除余热，采用冷却塔供冷也是很好的节能措施，但本条仅对风机盘管系统做出强制性规定。

当然，采用冷却塔供冷的前提是风机盘管由冷却塔释热的水冷式冷水机组供应空调冷水，所以采用风冷机组时不在限制之列。

另外，工程中还存在建筑物本身没有为夏季制冷机释热而设置冷却塔的情况。例如，建筑物采用区域供冷集中冷站全年提供的空调冷水等。理论上冷站也可进行冷却塔制冷，但冬季所需的冷水温可以较高，供回水温差较小，各建筑本身冷水温度的需求也不易统一，集中冷站难以做到；当然建筑物可为冬季供冷单独设置冷却塔等设施，但投资较大、节能回收期较长。因此，条文不对夏季不设冷却塔的工程进行强制性要求。

2 第**4.4.7**条**3**款规定内区采用全空气系统时，可达到的最大新风比应不低于**70%**，是因为对于北京地区的一般工程，内区各系统最大新风比达到**70%**时，均能满足供暖季完全利用新风作冷源的要求。而对于一些工艺性空调区，例如要求洁净或恒温恒湿的区域，如不允许增大新风量，则不在本款限制范围内。

二、第**4.2.27**条是为建筑物内区供冷其他技术措施的一般非强制性规定：

1 第**1**款规定首先应尽量直接采用室外新风做冷源，这是最经济实用的方法，节能效果和节能性更优于其他冷源形式。例如，风机盘管加新风系统，冬季新风送风温度不应过高，即使采用冷却塔供冷，供冷量也应扣除新风负担的冷量，才能使冷却塔供冷运行时间更长。

2 第**2**款的风机盘管加新风一般用于舒适性空调。根据计算，北京地区室外空气湿球温度在不高于**5℃**时，冷却塔供冷产生的空调冷水温度可以满足内区供冷需求，其日数超过**100**天，基本与供暖期日数相吻合，因此规定冷却塔供冷时的室外空气湿球温度最高设计值为**5℃**。

冬季采用冷却塔供应冷水，应配置分区两管制或四管制可独立送冷水的水系统，并应根据内区的规模和负荷情况，考虑经济性，设计适合冬夏两季的冷水泵、冷却水泵、冷却塔等设备配置。且经负荷分析可不采用冷却塔供冷时，不应盲目采用分区二管制等内区冬季供冷水的系统。

3 第**3**款的水环热泵空调系统具有在建筑物内部进行冷、热量转移的特点，与利用自然冷源等效。对有较大内区且常年有稳定的大量余热的办公、商业等建筑，采用水环热泵空调系统是比较合适的。但其节能运行的必要条件是在冬季建筑内部有较大且稳定的余热，而热量转移的关键是按内外区分别布置末端机组，即一台末端机组不应同时服务于建筑内区和外区。在实际设计中，应进行供冷、余热和供热需求的热平衡计算（并考虑一定的安全余量），以确定是否设置辅助热源及其大小，并通过适当的经济技术比较后确定是否适合采用此系统。一般工程的外区需热量均大于内区余热量，因此规定应尽量利用内区余热量；但当外区需热量较小（小于内区余热量的**70%**）时，则按需热量利用余热。

4 第**4**款冬季“回收制冷机组的冷凝热”的做法举例：为内区供冷采用专用双工况（双冷凝器）热回收冷水机组，冷凝器侧夏季低温（标准）工况运行，冷凝热由冷却塔释热；冷凝侧

冬季高温工况运行，产生热水用于供热系统。对该系统分析如下：

1) 由于制热COP可达到4左右，比燃气锅炉烧热水的能效高，同时解决内区供冷问题，系统综合能源效率高，可以认为与利用自然冷源等效；另外还可以比燃气直接烧热水节省运行费用，但该机组造价较高。

2) 冬季供冷时，内区空调冷水温度需求可以高于标准工况温度，因而冷凝温度也相应较高，产生较高温度的热水，但机组冷凝侧最高供水温度也有限度（一般不超过55℃），用于需要较高水温的供暖或生活热水系统时，只能作为预热热源或混入一部分其他热源的更高温度的热水。另外还要确保冷凝器进水温度（供热的回水温度）不超过制冷机组最高水温要求。

3) 冬季采用这种方式应能够全部回收冷凝热，否则系统综合能效降低，且两个冷凝热释热系统同时使用难以进行释热量平衡控制。北京地区一般公共建筑冬季热负荷需求远大于内区供冷冷机所产生的冷凝热，因此冷凝热是完全能够实现全部回收的。否则不适于采用这种方式。

4.3 供暖、空调冷热水输配系统

4.3.1 本条要求供暖系统应采用热水为热媒，主要是指采用散热器、热水辐射供暖等非强制对流末端设备的供暖系统，是针对蒸汽为热媒而言的。采用制冷剂为热媒的多联机空调系统等为冬季供暖时，只要符合对制热效率的规定，不在限制之列。

国家节能指令第四号明确规定：“新建采暖系统应采用热水采暖”。实践证明，采用热水作为热媒，不仅对供暖质量有明显的提高，而且便于进行节能调节。因此，明确规定应以热水为热媒。

4.3.2 本条从节能角度对供暖空调冷热水参数做出了规定，其数值适用于以水为冷热媒对空气进行冷却或加热的一般建筑的供暖或空调系统，有特殊工艺要求的情况除外。

1 合理降低建筑物内供暖系统热媒参数，有利于提高散热器供暖的舒适度和降低输送热量损失；供回水温差过小会增大水泵能耗；因此对系统的最高供水温度和最小温差做出规定。但要注意设计时对同一热源供暖系统应采用相同的设计参数。

2 地面辐射供暖的最高供水温度是从系统的安全、寿命、舒适方面考虑的。采用热泵提供热水时，供水温度直接影响到热泵的制热性能系数；尤其是空气源热泵，在室外温度较低的设计工况，水温过高会使机组供热 COP 值达不到节能要求，因此更不应过高；根据北京市室外温度和目前空气源热泵的产品状况，能够达到不高于 45℃ 水温的要求，也基本能够满足室内负荷需求和舒适要求。

3 当冷水机组直接供冷系统的冷水供水温度低于 5℃ 时，会导致冷水机组运行工况时能效较差且稳定性不够。

对于空调水输送系统，大温差设计可减小水泵耗电量和管网管径，因此规定了空调冷水系统温差不得小于一般末端设备名义工况要求的 5℃。

但当采用大温差，如果要求末端设备空调冷水的平均水温基本不变，冷水机组的出水温度则需降低，使冷水机组性能系数有所下降。表 12 为某企业产品在不同供水温度和温差时冷水机组 COP 值的变化情况。从表中可以看出，COP 的衰减主要是和机组供水温度的降低有关，且对螺杆机组的影响大于对离心机组的影响。

当空调冷水采用大温差时，还应校核流量减少和水温变化对采用定型盘管的末端设备（如风机盘管等）传热系数和传热量的影响，必要时需增大末端设备规格。

因此，应通过水输送系统和冷机能耗的比较考虑节能因素，并综合考虑投资因素确定供水温度和温差数值。

4 市政热力或锅炉产生的热水温度一般较高（80℃ 以上），可以将二次空调热水加热到末端空气处理设备的名义工况水温 60℃，同时考虑到降低供水温度有利于降低对一次热源的

要求，因此推荐供水温度为 **50℃～60℃**。但对于采用竖向分区且设置了中间换热器的超高层建筑，由于需要考虑换热后的水温要求，可以提高到 **65℃**，因此需要设计人根据具体情况来提出需求的供水温度。

对于热水供回水温差的问题，尽管目前的一些设备（例如风机盘管）都是以 **10℃** 温差来标注其标准供暖工况的，但通过理论分析和多年的实际工程运行情况表明：对于北京地区适当加大热水供回水温差，现有的末端设备是能够满足使用要求的（并不需要加大型号）。而适当的加大温差有利于节省输送能耗。并考虑到与本标准 **4.3.6** 条的耗电输热比限值公式的取值协调，推荐热水供回水温差为 **15℃**。

5 采用直燃式冷（温）水机组、空气源热泵、地源热泵等作为热源时，主要应考虑机组的供热性能系数，供水温度和供回水温差都不可能太大。设计时应注意一般按设备名义工况确定，不能按常规的市政热力或锅炉供热取值，也不应单纯追求大温差等次要的节能因素。

6 其他系统指毛细管网、吊顶辐射、蓄冷、仅消除显热的干工况末端、天然冷源制取的空调冷水、区域供冷等，冷热水参数的推荐值和相应规定见《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》**GB50736** 的相关规定。

表 12 某企业部分水冷式冷水机组产品不同供水温度和温差时的 COP 值

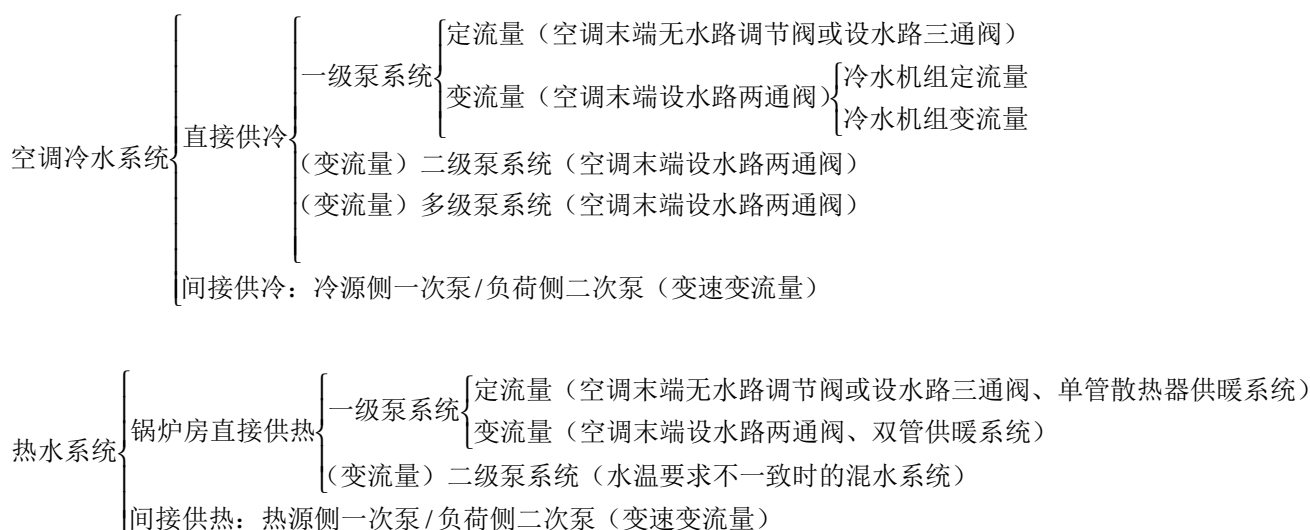
机型		名义制冷量 (kw)	供回水温度（温差）（℃）								
			7/12(5)	6/12(6)		5/12(7)		6/13(7)		5/13(8)	
			COP	COP	衰减	COP	衰减	COP	衰减	COP	衰减
螺 杆 机	200RT	757	5.12	4.94	3.51%	4.77	6.91%	4.93	3.65%	4.77	6.91%
	300RT	1096	5.62	5.41	3.69%	5.21	7.26%	5.40	3.84%	5.20	7.40%
	350RT	1232	5.96	5.76	3.44%	5.55	6.94%	5.75	3.59%	5.54	7.09%
	COP 平均衰减		--	--	3.55%	--	7.04%	--	3.69%	--	7.13%
离 心 机	800RT	2813	5.78	5.64	2.56%	5.49	5.15%	5.63	2.72%	5.49	5.15%
	1000RT	3516	5.95	5.87	1.34%	5.68	4.52%	5.86	1.50%	5.68	4.52%
	1200RT	4219	5.80	5.65	2.73%	5.51	5.02%	5.64	2.88%	5.50	5.16%
	COP 平均衰减		--	--	2.21%	--	4.90%	--	2.37%	--	4.94%

4.3.3 供暖、空调水系统应采用闭式循环水系统（其中包括开式膨胀水箱定压的系统），是因为闭式系统水泵扬程只需克服管网阻力，相对节能和节省一次投资。

采用水蓄冷（热）的系统当水池设计水位高于水系统的最高点时，可以采用直接供冷供热的系统（实际上也是闭式系统，不存在增加水泵能耗的问题）。当水池设计水位低于水系统的最高点时，应设置热交换设备，使空调水系统成为闭式系统。

4.3.4 空调水管道制式分为两管制、分区两管制、四管制；供暖水管道制式分为双管式和带跨越管的单管式。

集中空调和供暖水系统类型指直接供冷（热）还是间接供冷（热），以及直接供冷（热）时水泵串联级数和输配系统（不包括冷热源和末端）流量是否变化。其分类如下：



《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》**GB50736**和北京市地方标准《居住建筑节能设计标准》**DB11/891**中，已经从节能等方面对上述系统制式和类型的适用范围做出了明确的规定和说明，本标准不再重复赘述。

4.3.5 本条来源于《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》**GB50736-2012**。

由于冬夏季空调水系统流量及系统阻力相差很大，两管制系统如果冬夏季合用循环水泵，一般按系统的供冷运行工况选择循环泵，供热时系统和水泵工况不吻合，往往水泵不在高效区运行，且系统为小温差大流量运行，浪费电能；即使冬季改变系统的压力设定值，水泵变速运行，水泵冬季在设计负荷下也可能长期低速运行，降低效率，因此不允许合用。

如果冬夏季冷热负荷大致相同，冷热水温差也相同（例如采用直燃机、水源热泵等），流量和阻力基本吻合，或者冬夏不同的运行工况与水泵特性相吻合时，从减少投资和机房占用面积的角度出发，也可以合用循环泵。

4.3.6 耗电输热比**EHR-h**和耗电输冷（热）比**EC（H）R-a**分别反应了供暖系统和空调冷热水系统中循环水泵的耗电功率与建筑冷/热负荷的关系，对此值进行限制是为了保证水泵的选择在合理的范围，以降低水泵能耗。公式根据《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》（**GB50736-2012**）相关条文整理并局部修改。对于公式中的参数取值，本标准仅摘录了适用于北京（寒冷）地区的数值。

1 公式右侧为限定值，计算中应注意以下问题：

1）EC（H）R-a温差 ΔT 的确定，对于寒冷地区空调热水温差规定为 15°C ，与传统常采用的 10°C 不同，主要是考虑到节省水泵能耗，而且实际证明采用此温差，按夏季选用的风机盘管等末端设备的供热能力能够满足房间负荷的需求；如果设计时必须采用传统的 10°C 温差，将需通过放大管径等手段减少管网阻力，或采用高效率水泵，才能满足限定值的要求。

2）公式中 ΣL ，对于居住建筑的供暖系统规定为室外管线总长度，但公共建筑往往在建筑物内设置为本栋建筑服务的热源或热力站，室外管线较短或没有，因此 ΣL 改为从热源机房计算至该系统最远供暖末端设备（散热器或地面供暖的分集水器），包含室内管道阻力的**B**值也随之相应调整。

3）空调系统的 ΣL 为“从冷热机房至该系统最远用户的供回水干管总输送长度”，一般计算至最高最远层立管末端，各层水平管阻力也包含在**B**值内。但空调水系统管道敷设很复杂，例如：设于大面积单层或多层建筑时，各层管道也包含干管，且长度、管径远远超过**B**值的定值范围；宾馆等建筑的空调水管往往每间客房单设立管，水平支管阻力远小于**B**值包含的

数值。因此，将 ΣL 的定义修改为“空调冷热水系统从冷热机房出口计算至系统最远末端空调设备”，考虑到风机盘管阻力远小于集中空调（新风）机组的阻力，因此“当末端为风机盘管时管道长度减去 100m”，即风机盘管和 100m 长的支管阻力与集中空调（新风）机组的阻力相当，包含在 B 值中。

2 公式左侧为系统设计工况的计算值，其中水泵扬程H克服管网（包括管件）阻力和设备阻力。管网阻力通过水力计算确定，冷源和末端设备阻力由产品提供的资料确定。但定型两管制换热盘管产品的样本一般只提供名义供冷工况时的阻力（例如冷水机组和风机盘管的名义供冷工况水流量都是供回水温度为7/12℃时的数值），当采用大温差或计算供热工况时，定型产品在该设计工况时的阻力可按式确定：

$$H_{fm} = (G_{fm}/G_{cm})^2 H_{cm}$$

式中 H_{fm} ——非名义供冷工况设备阻力（Pa）；

H_{cm} ——名义供冷工况设备阻力（Pa）；

G_{fm} ——非名义供冷工况设备流量（m³/h）；

G_{cm} ——名义供冷工况设备流量（m³/h）。

3 公式的适用范围：

1) 适用于直接串联系统的计算。

2) 当采用换热器间接换热时，换热器两侧一、二次水应视为独立的两个系统分别计算并判定是否符合要求；水-水换热器对于一次系统视为末端，对于二次系统为机房设备。

3) 公式不适用于冰蓄冷乙二醇工质循环系统，即节能判断时不要求计算乙二醇系统的耗电输冷比。

4.3.7 本条针对空调水系统的流量调节，规定了水泵的设置原则。

1 下列系统水泵不仅要求台数调节，还要求变速运行，目前已经成为系统动态控制、水泵节电的重要环节。

1) 冷水机组变流量运行的一级泵系统，允许冷水机组在一定范围内减少流量，在单台水泵功率较大时水泵节能潜力较大。

2) 空调冷水二级泵或多级泵系统，以及采用二级泵的燃气锅炉直接供热水系统，由于直接串联的一级泵和二级泵之间设置了平衡管，二级泵等负荷侧各级循环泵流量变化不影响冷水机组或燃气锅炉的流量，因此根据负荷需求，要求水泵变速运行，以最大限度地节省水泵能耗。

3) 间接系统的换热设备不需要保持流量恒定，因此，空调水系统（均为双管变流量系统）和供暖系统（输配系统为定流量运行的散热器供暖系统除外）都应该采用节能的水泵变速调节方式；同时水泵变速还可以避免减少运行台数时，超流量运转的问题。

2 当建筑物室内或户内均为单管跨越式定流量供暖系统时，可根据室外气候的变化，分阶段改变系统流量（在本阶段内，运行的水泵仍为定流量），以节省水泵能耗。首先推荐设置双速或变速泵。也可设置两台或多台水泵并联运行，通过改变水泵转数或运行台数进行系统流量调节；但仅进行台数调节且多台泵并联时，如果停止的水泵较多，由于系统阻力减小，运行的水泵流量有可能超过名义流量较多，以至电机功率超过配置功率，因此必要时水泵可设置自力式流量控制阀，以防水泵超负荷运行。

4.3.8 高位膨胀水箱具有定压简单、可靠、稳定、省电的优点，应优先采用。从节能节水的目的出发，膨胀水量应回收，例如膨胀水箱预留出膨胀容积，采用其他定压方式时将系统的膨胀水量引至补水箱回收等。

4.3.9 首先强调水系统设计时，应通过系统布置和选定管径减少压力损失的相对差额，但实际工程中常常较难通过管径选择计算取得管路平衡，因此只规定通过设计计算确实达不到15%

的平衡要求时，可通过设置平衡装置达到空调水管道的水力平衡。

水系统的平衡措施除调整管路布置和管径外，还包括根据工程标准、系统特性在适当位置正确设置并正确选用可测量数据的水力平衡阀、自力式压差控制阀、自力式流量控制阀、具有流量平衡功能的电动阀等装置。

4.3.10 集中空调和供暖冷热水水质问题一直比较突出，管道、阀门、散热器经常出现被腐蚀、结垢和堵塞现象；尤其是设置热计量装置、自控阀、恒温阀等，对水质的要求更高；因此保证水质符合有关标准的要求是实施供热节能设计和热计量的前提。

供暖系统水质保证措施包括热源和热力站的水质处理、楼栋供暖入口和分户系统入口设置过滤设备、采用塑料管材时对管材的阻气要求、非供暖期间对集中供暖系统进行满水保养等。

空调水系统也应采取类似的过滤措施。空调热水的供水平均温度一般为 60°C 左右，已经达到结垢水温，且直接与高温一次热源接触的换热器表面附近的水温更高，结垢危险更大。因此空调热水的水质硬度要求应等同于供暖系统，当给水硬度较高时，为不影响系统传热、延长设备的检修时间和使用寿命，宜对补水进行化学软化处理，或采用对循环水进行阻垢处理。

4.4 空气处理和输送系统

4.4.1 采用通风，尤其是自然通风消除室内余热余湿及其它有害物质，可以极大降低空气处理的能耗。

即使设置了能够进行冷却处理的空调系统，在室外空气状态适宜的条件下，也可以通过开窗等自然通风方式，或开启不对空气进行冷却处理的机械通风方式消除室内余热余湿，缩短需要冷却处理的空调新风系统的使用时间，节省能源。

局部排风中的热湿以及有害物质浓度大于全面排风，相同的风量可以获得更好的通风换气效果。

4.4.2 此条根据《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》**GB50736** 相关条文整理。

随着工艺需求和气候等因素的变化，系统对通风量的要求也随之改变。例如：变配电室等发热量和通风量很大且全年需要通风的房间，随着室外气温和设备发热量的改变，消除余热所需通风量可以随时增减；地下停车库随车辆运行的多少（ CO 浓度的变化），车库系统可以开停或改变风量；公共建筑的集中排风系统，随着一些区域的停止使用，风量和风压也应随之改变。为节省运行能耗，这些系统的风机风量应能够根据需要改变风量。为节省投资，对于要求不高的系统可采用双速风机，当系统为多台风机并联时，也可采用台数调节改变送风量，但要与系统的工况变化进行校核。对于要求较高的系统，采用变速风机节能性更加显著，但需要配置合理的控制系统。

4.4.3 使用时间和温、湿度要求不同的空调区划分在同一空调风系统中，会给运行与调节造成困难，同时也增大了能耗，为此强调应根据使用要求来划分空调风系统。

当一些局部区域的标准要求高于其他区域时，从简化空调系统设置、降低系统造价等原则出发，二者可合用风系统，但应对标准要求高的区域进行处理。

使用时间不同，或同时分别需要供冷和供热的区域，一般应按不同区域划分空调区，分别设置风系统。当需要合用空调风系统时，应根据各空调区的负荷特性，采用不同类型的末端装置（例如变风量末端等），以适应各空调区的不同要求。

4.4.4 本条的目的一是推荐按最大送风温差确定送风量，减少送风机能耗，更主要的是避免

空气处理过程中出现冷热抵消的不节能现象。热湿比一般的空调区域，根据焓湿图确定的最大送风温差确定送风量，就可避免再热过程。现将《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》**GB50736-2012** 中空调采用上送风时最大送风温差的允许范围摘录如下（不包括低温送风和地板送风等下送风方式）：

舒适性空调		工艺性空调	
送风口高度（m）	送风温差（℃）	室温允许波动范围（℃）	送风温差（℃）
≤5.0	5~10	>±1.0	≤15
>5.0	10~15	±1.0	6~9
		±0.5	3~6
		±0.1~0.2	2~3

温湿度波动范围要求严格的恒温恒湿空调区允许最大送风温差较小，不在限制再热的范围之列。

一些人员密集场所，常出现因热湿比小，根据焓湿图确定的最低送风温度（机器露点温度）过低，最大送风温差超过允许范围，甚至无法确定机器露点；如最高湿度限制不严格，可以适当提高空调区湿度设计参数，或采用二次回风等方式尽量避免再热。地板送风、置换通风等送风方式要求送风温差较小，也可以采用二次回风方式。

必须采用再热时，推荐采用废热（例如回收的冷凝热、排风热能等）和工业余热为热源。

4.4.5 当全空气空调系统服务于多个不同新风比的空调区时，系统新风比如按新风比最大的房间的数值作为整个空调系统的新风比，将导致系统新风比过大，浪费能源。采用条文中的计算公式将使得各房间在满足要求的新风量的前提下，系统的总新风比最小，可以节约空调系统空气处理的能耗。

4.4.6 在土建条件允许的情况下，应尽量使系统能够实现 **100%**全新风运行，以更大幅度地减少冷机能耗。如果条件不允许，也必须满足本标准第 **4.4.7** 条规定的最低限值要求。

排风设计要注意排风量与新风量的匹配，避免出现室内正压过大影响新风量等情况。

4.4.7 强制性条文

在过渡季，空调系统采用增大新风比尤其是全新风运行，可以有效地改善空调区内空气的品质，大量节省冷却空气所消耗的能量，应该大力推广应用。全空气定风量空调系统具有设备集中、便于维修和管理等优点，也易于改变新、回风比例，必要时可实现全新风运行从而获得较大的节能效益。变风量系统连续调节新风比较困难，但设最大和最小两挡或三挡是容易实现的。本条针对舒适性全空气空调系统的节能潜力作出了规定（不包括有恒温恒湿或洁净要求等工艺性空调系统），对定风量系统和变风量系统均适用。

1 建筑物各系统的新风比可有大有小，但对于一般空调区域，所有系统的总新风比应达到 **50%**及以上。

2 人员密集的大空间系指进行空调负荷计算时，空调区域内房间人均占有的使用面积不大于 **5m²/**人的商场、剧场、会议厅等，在条件允许的情况下，最大运行总新风比宜达到 **100%**。由于受土建条件的限制，每个系统均要求达到 **100%**或 **70%**的最大运行总新风比有一定的困难，本条只强制总新风比达到 **70%**的要求。

3 在室外空气的焓值低于室内设计值的条件下，直接利用室外新风担负内区冷负荷，是最经济实用的方法。对于一般工程，内区各系统最大新风比达到 **70%**时，均能满足供暖季完全利用新风作冷源的要求，因此条文中规定内区采用全空气系统时，可达到的最大新风比应不低于 **70%**。对于条文第 **3** 款的“最大总新风比”：同一空间有几个空调系统时，为该空间所有空调系统汇总后的最大新风比；多个房间共用一个空调系统时，即为该系统的最大新风比。

本条需要建设开发单位和建筑师在建筑空间以及新、排风进出口位置及其面积等方面，给予支持和配合，才能够得以执行。如设计中出现确实不能满足本条 1、2 款要求的情况，例如高层建筑最大新风量风道占据的面积过大无法解决等，允许通过空调系统的权衡判断突破。

4.4.8 变风量空调系统一般指一次风集中处理，分散设置末端变风量装置的形式。一些人员密集场所的大空间也有采用不设分散的末端变风量装置，根据室内温度“整体变风量运行”的形式。无论哪种形式，本条规定对空气处理机组内的系统送（回）风机提出节能要求。风机变风量的多种途径和方法中，变频调节转速的节能效果最好，所以规定采用。

在商场、展览馆、会议中心等人员密集场所，由于人员的流动性，同时停留的人数变化较大，其空调系统虽然为定风量运行，若采用双速或变速风机，根据人员变化手动或自动控制分阶段改变系统风量，其节能效果是较明显的。如系统设置多台并联风机，单台风机的风量不超过 $10000\text{m}^3/\text{h}$ ，则可通过台数调节改变系统送风量。

同样，适应送风量变化的排风机，根据新风量的变化规律和风机配置，可以采用双速或变速风机，也可采用台数调节。

4.4.9 符合本条采用直流式（全新风）全空气空调系统的情况举例：

变配电室等发热量很大的房间，最高室温限值远高于北京地区夏季室外温度，一般应采用直流式通风消除余热，但需要风量很大；机房设置在地下室时，因土建条件不能满足条件而设置空气冷却设备，以减少通风道尺寸。

厨房炉灶间所需排风量很大，且炉灶油烟等不允许空气循环使用。

游泳池由于氯气等的存在，一般采用直流系统。

全空气空调系统最小新风比 $\geq 50\%$ 即新风量较大，此时采用直流式（全新风）空调系统并设置空气-空气能量回收装置，虽然会增加风机的能耗，但只要空气-空气能量回收装置的效率较高，则比较容易做到与利用 50% 及以下回风时的节能量相当。采用直流系统做法可获得更好的室内空气品质，在发生流行性疫病时尤其适用，国外在人员密集最小新风比较大的场所采用直流加空气-空气能量回收装置的系统已较多，因此允许采用。

除此之外，一般全空气空调系统不应采用冬夏季空气处理能耗较大的直流式（全新风）系统，而应采用有回风的空调系统。

4.4.10 对室内空气进行冷/热循环处理的末端装置包括风机盘管、多联机组和水环热泵的室内机等。整个空调系统的舒适度和节能潜力，新风是重要影响因素。在过渡季或需全年供冷的内区冬季增加新风量，可以作为消除建筑物余热的冷源，减少制冷设备开机时间。

所谓“新风系统宜具备可在各季节采用不同新风量的条件”，是指新风处理机组的风机宜采用双速或变速风机或进行台数调节，并对应于新风量的增大和满足室内允许正压值规定，进行相应的排风系统配置，并应同时做好气流组织设计。

4.4.11、4.4.12 关于排风热回收的强制性条文。

北京地区室外和室内空气温度或焓值差距较大，尤其是寒冷的冬季，经一些工程的实际应用和计算表明，采用排风热回收有明显的节能效果。空调系统具有一定规模时热回收比较有意义，因此新风量较小时本标准不作规定。另外，对有回风的全空气系统设能量回收装置实施难度更大，因此也暂时不作要求。

4.4.11 条的“对室内空气进行冷/热循环处理的末端设备”是指风机盘管机组、多联机和 水环热泵系统的室内机、窗式或分体式空调机、冷暖辐射设施等设备。采用此类末端设备时，采用开窗无组织进风将无法控制新风量，容易造成能源的浪费或达不到卫生要求，一般设独立新风系统。考虑到实施有一定的难度，因此本标准只要求相当于全楼总新风送风量的 25% 的部分排风必须进行能量回收。但设置空气-空气能量回收装置，设备本身和排风收集系统等

要占据较大的空间和机房面积，需要建设开发单位和建筑师给予支持和配合，才能够得以执行。如设计中出现确实不能满足要求的情况，允许通过空调系统的权衡判断突破。

4.4.12条的“全空气直流式集中空调系统”，工程中常见的主要是游泳馆和人员密集、新风比很大的场所（本标准第**4.4.9**条**5**款的情况）。直流式系统比有回风的系统费能，因此要求每个系统均应设能量回收装置且参与能量回收的排风量比例也较大。条文中排风量为总送风量的**75%**是考虑下列因素制定的：①保持空调区域的正压和一些零散排风收集较困难；②**4.4.14**条规定的，能量回收系统排风量与新风量的比值**R**最低值要求为**0.75**。

上述**2**条中“全楼总新风送风量”和“全空气直流式集中空调系统总送风量”均不包括本标准第**4.4.13**条的不适宜回收排风能量房间的“新风送风量”或“送风量”。

4.4.13 条文 **1** 款中“排风中有害物质浓度较大的房间”指厨房、吸烟室、产生有害物质的实验室等。这些房间一般为负压，需要直接向这些房间补新风时，补风量不计入“总新风送风量”。如果一部分或全部补风量由其他房间补入，计算“总新风送风量”时，送入其他房间的新风可扣除补入负压房间的风量，其数值可按负压房间的排风量计算。

4.4.14 本条是对空气-空气能量回收装置的选用及系统设计的相关规定

1 《国家标准《空气-空气能量回收装置》GB/T 21087-2007中，对其交换效率规定如下：

类型	交换效率（%）	
	制冷	制热
焓效率	>50	>55
温度效率	>60	>65

其中焓效率适合全热回收装置，温度效率适合于显热回收装置，规定工况为：

1）制冷工况：排风进风干球温度**27℃**、湿球温度**19.5℃**，新风进风干球温度**35℃**，湿球温度**28℃**；

2）制热工况：排风进风干球温度**21℃**、湿球温度**13℃**，新风进风干球温度**5℃**，湿球温度**2℃**；

3）排风量与新风量的比值**R=1**。

设计人应优先选用效率高的能量回收设备。并根据处理风量、新排风中显热量和潜热量的构成，以及排风中污染物种类等因素确定能量回收装置的类型。国家建设标准设计图集**06K301-2**《空调系统热回收装置选用与安装》对常用能量回收装置性能（包括效率和内部漏风率范围等）、适用对象、构造等有详细介绍。

2 当排风量与新风量的比值**R**过大（新风量小于排风量）时，不能充分吸收排风热量，效率较低；当**R**过小（新风量大于排风量）时，虽然新风吸收排风的热量充分，效率较高，但在北京寒冷的冬季很容易结露结霜，设计的热回收装置在实际工程中常不能正常运行，**R**过小是主要原因之一；**R=1**时，空气能量回收装置的经济和技术性最合理；因此**R**应接近**1**，规定**R=0.75~1.33**。

3 在寒冷的冬季如果结露会出现结霜危险，影响系统工作，尤其在**R**偏小时更容易出现结露结霜现象。经过计算，北京城区散湿量一般的空调区（例如**t=20℃**、**ψ=30%**），在冬季设计工况下，**R=1**时如采用全热能量回收装置，一般不会结露；采用显热能量回收装置则有可能结露，此时可适当减少参与能量回收的新风量（不参与热回收的新风不经过热回收装置或另外设置新风处理机组），新风量减少以**R=1.33**为限，否则热回收效率降低过多，**R=1.33**时一般散湿量的空调区在设计工况下都可以避免冬季结露。对于散湿量较大的空调区，例如游泳馆等，即使**R=1.33**仍然有冬季结露危险。运行中常采用避免结露的控制措施：有旁通的系统可关闭热回收支路，打开旁通支路；如果工程允许，可暂时停止送排风机的运行等。但产生霜冻取决于低温持续时间、空气流量、空气温湿度、热回收器芯体温度和传热效率等多种

因素，防霜冻温度取值较难确定，而且停止风机运行也影响使用。为了保证空调系统在绝大部分时间能够正常工作，规定应通过防结露校核计算，如果排风出口空气相对湿度计算值大于等于**100%**，应设置预热装置。

4 “冬季也需要除湿”，系指如游泳馆等室内有大量散湿量的空调区域。

5 “新风与排风不应直接接触”，一般是指排风污染物浓度较高，或进风洁净度要求较高的场合。新风与排风不应直接接触的系统，应根据防污染要求的严格程度采用适合工程要求的热回收装置。

4.4.15 所谓“人员长期停留的房间”，一般是指连续使用超过**3 h**及以上的房间。“不设置有组织集中送新风的空调区”，指这些区域或房间采用了对室内空气进行冷/热循环处理的末端设备（风机盘管、多联机系统的室内机等）进行空气调节，但不设置经过冷热处理的集中新风系统，拟依靠门窗进行自然通风。这类工程的实际使用经验证明，空调时房间长期关闭门窗是不可能的也不符合卫生要求，因此新风负荷存在、并且是由室内空调末端设备负担的，但新风量不能保证满足人员新风量的要求，也有可能超标，而且无法进行能量回收。因此，工程设计不提倡空调时采用无组织的自然通风方式，必须采用时可根据情况设置双向换气装置进行能量回收，有较大的节能效果。

双向换气装置一般适用于房间数量不多，但人员长期停留、室内空调末端开启时需要通风换气的情况。还有一种情况，由于工程规模较小、建设方对设计标准要求较低等原因，工程设计时整体不设置有组织集中送新风的空调系统。无论这些房间有多少、工程规模的大小，均推荐所有房间采用双向换气装置进行能量回收。

当工程或系统规模较大时，则规定人员密度相对较大的部分区域应设置双向换气装置进行能量回收。将工程或系统的规模界限定为人员所需总新风量**40000m³/h**，并将应采用双向换气装置的最小风量比例定为**25%**，与本标准第**4.4.11**条集中新风系统排风热回收的强制性规定对等。

目前常用的“具有热回收功能的双向换气装置”的工作原理是排风和新风进行全热或显热交换。还有一种双向换气装置，排风和新风不直接进行热交换，原理是室外空气通过压缩制冷/热泵循环的蒸发器降温、或通过冷凝器加热后送入室内；夏季新风通过蒸发器降温，冷凝器向温度相对较低的室内排风释放热量；冬季新风需冷凝器加热时，蒸发器从温度相对较高的室内排风吸取热量；因此，制冷/热泵机组的制冷、制热性能系数均较高，相当于回收了排风中的能量。目前产品的风量范围大致在**4000m³/h**之内；如果各房间分别采用较小风量的设备，与设置了“具有热回收功能的双向换气装置”等效；如果采用大风量设备向多个房间送新风，并收集多个房间的排风作为冷热源，则属于“集中有组织送新风”的空调系统范畴。

4.4.16 与风机连锁的电动风阀有两个作用，一是并联风机之间互相防回流，二是防止室外冷、热空气侵入，本条仅从后者的节能角度作出规定。通风空调系统即使在停用期间，室内外空气的温湿度仍相差较大，受空气压力作用，流入或流出室外都将造成大量冷热损失，北京地区严重时还会结露和冻裂水管。为减少冷热损失和防冻，规定应采用电动密闭风阀（不采用不严密的机械式防回流阀），密闭风阀的漏风量不大于**0.5%**。

4.4.17 国家标准《空气过滤器》**GB/T14295-2008**中规定：粗效过滤器的初阻力小于或等于**50Pa**（粒径大于或等于**2.0 μm**，效率不大于**50%**且不小于**20%**）；终阻力小于或等于**100Pa**。中效过滤器的初阻力小于或等于**80Pa**（粒径大于或等于**0.5 μm**，效率不大于**70%**且不小于**20%**）；终阻力小于或等于**160Pa**。

4.4.18 本条提出设计中减少系统阻力和风机能耗的具体措施。这些具体措施对风机能耗和

保证空调通风效果影响很大，许多工程都未能按要求设计、施工，出现问题的情况很普遍甚至很严重。有的系统阻力很大风机能耗很大，有的未详细进行阻力计算尤其是对局部阻力估计不足，所选风机压头过小使系统风量不足。出现这些问题的原因主要有两点：

1) 暖通专业未能认真进行风管设计或施工单位未按设计施工，例如滥用断面风速很大的矩形箱式管件（所谓的“静压箱”）代替弯管、变径管、三通等管件等，使局部阻力巨大。

2) 建筑专业设计的空调机房布局或新风采风口、排风口位置不合理，致使通风管道过长；或未能为机电管道提供合理的布置空间，出现风管长短边比过大、管件尺寸和连接不符合规定、风速过大等不合理现象。

因此，应通过暖通和建筑设计、施工单位、建筑开发单位的共同努力，尽量按条文中的各项规定进行风管设计并提供设计条件，才能做到风管系统的节能并保证设计质量。

条文中的推荐风速来源于《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》GB50736-2012，主要基于经济流速和防止气流在风管中产生再噪声等因素，控制风速对于减少系统阻力也是关键措施，因此在本标准中做出规定。

4.4.19 计算风系统的单位风量耗功率 W_s 的主要目的，是限制系统设计工况下的阻力以减少风机全压值 P ，另外还鼓励采用效率 η_f 高的风机。

影响风系统阻力的因素与建筑布局 and 空间有很大关系，因一些建筑的全局因素限制，使风系统作用半径较长，又没有足够的空间增大风管尺寸减少风速，因此更需要建筑专业和建设单位共同为降低 W_s 提供相应的条件。

实际工程的风系统阻力很难准确计算，主要原因是产生局部阻力的风管道件不像水系统一样是标准化的工厂产品，设计和施工制作的随意性很大，很多管件至今还没有相应的局部阻力系数技术资料，工程计算中估算的成分较多。

目前 W_s 限值的系统形式和建筑类型还不十分完全，一些复杂系统还无计算方法。而且一个工程中的风系统数量也非常多，全部要求计算 W_s 值难度很大。

基于上述原因，仅将 W_s 的计算公式和限值作为计算方法提出，有条件时可以采用，但不强制要求。

4.4.20 在一些空调工程中，采用砖、混凝土、石膏板等材料构成土建风道。由于漏风严重和蓄热量大，能量浪费严重、难以进行系统调试、影响空调效果，因此应该尽可能避免。

但是，当确实受条件限制，例如采用下送风方式时，需要使用一些局部的土建式封闭空腔作为送风静压箱，对这类土建风道或送风静压箱提出严格的防止漏风和绝热的要求。

为防止漏风可采用现浇混凝土风道，采用砖风道时宜内衬钢板。

4.5 末端装置

4.5.1 本条的目的是倡导按房间负荷需要，确定散热器片数、地面辐射供暖加热部件的间距或数量等；风机盘管等空调末端设备虽然有规格限制并应同时满足冬夏需求，也不应过分放大。目前工程中常有为施工方便不按冷热负荷计算结果设置末端设计装置，或根本没有按本标准4.1.3条的强制性要求进行负荷计算的情况发生，例如地面辐射供暖各房间采用同一间距或满铺供暖板等，将带来以下问题，对节能不利：

1) 提高工程造价；

2) 容易造成各房间冷热不均；

3) 即使采用自动控制，设置的末端装置供冷供热能力与房间冷热负荷相符也是基本要求，自控仅是实际运行与设计工况不符时的补充手段，当末端装置严重过量时调节品质很差。

4.5.2 散热器罩影响散热器的散热量、散热器恒温阀对室内温度的调节、热分配表分配计的

正常工作，而且由于罩内空气温度远远高于室内空气温度，从而使罩内墙体的温差传热损失大大增加，因此散热器应明装。必须设置散热器罩的场所，指公共建筑中局部有幼儿园等需保证安全的极少数特殊场所，应采用感温元件外置式的恒温阀。

4.5.3 由于屋顶传热量较大，或者当吊顶内发热量较大以及吊顶至楼板底的高度超过**1.0m**的高大吊顶空间，风机盘管等末端装置若采用吊顶内回风，使空调区域加大、空调能耗上升，不利于节能。

4.6 监控和计量

4.6.1 为了节省运行中的能耗，供暖通风与空调系统应配置必要的监测与控制。但实际情况错综复杂，本条提出总的原则和监控基本内容，设计时应结合具体工程情况，通过技术经济比较，合理确定具体的配置内容。监控设计的相关规定见《民用建筑供暖通风与空气调节》**GB50736**第9章。

4.6.2 强制性条文

集中供暖系统热源水温一般比空调冷热源水温高，调节范围大，且以供暖为主时冬季热负荷大小基本与室外温度的高低成反比关系（受室内发热量的影响较小），根据室外气象条件自动调节热媒温度节能效果显著，因此仅对集中供暖系统热源提出强制性要求。本条与《居住建筑节能设计标准》**DB11/891**的要求一致，具体做法见该标准相关条文及说明。

4.6.3 本条是对冷热源系统控制中的节能配置要求。

1 对系统的冷热量瞬时值和累计值进行监测，是对冷热源系统控制调节和能量计量的前提。

2 以前许多工程采用总回水温度控制冷水机组运行台数，但由于冷水机组的最高效率点通常位于该机组的某一部分负荷区域，因此采用冷量控制的方式比采用温度控制的方式更有利于冷水机组在高效率区域运行而节能，是目前最合理和节能的控制方式。但是，由于计量冷量的元器件和设备价格较高，因此规定在有条件时（如采用了**DDC**控制系统时）优先采用此方式。同时，台数控制的基本原则是：**(1)**让设备尽可能处于高效运行；**(2)**让相同型号的设备的运行时间尽量接近以保持其同样的运行寿命（通常优先启动累计运行小时数最少的设备）；**(3)**满足用户侧低负荷运行的需求。

3 目前绝大多数空调和供暖水系统控制是建立在变流量系统的基础上的，冷热源的供回水温度及压差控制在一个合理的范围内是确保供暖空调系统正常运行的前提。当供回水温差过小或压差过大时，会造成水泵能耗增加，甚至系统不能正常工作，必须加以监控。回水温度（由用户侧决定）主要是用于监测及高（低）限报警。对于冷冻水和锅炉直接供热系统，其供水温度通常是由冷水机组或锅炉自身所带的控制系统进行控制；当采用换热器供热时，供水温度应在自动控制系统中进行控制；如果采用其他热源装置供热，则要求该装置应自带供水温度控制系统。

4 空调供暖的供水温度小于等于**60℃**时，也可在一定范围内根据室外气温的变化，改变自控系统供水温度的设定值，但不做强制性规定。

5 机房群控是冷热源设备节能运行的一种有效方式。例如：离心式、螺杆式冷水机组在某些部分负荷范围运行时的效率高于设计工作点的效率，因此简单地按容量来确定运行台数，并不一定是最节能的方式；在许多工程中，采用了冷热源设备大小搭配的设计方案，采用群控方式，合理确定运行模式对节能是非常有利的。又如，在冰蓄冷系统中，根据负荷预测调整制冷机和系统的运行策略，达到最佳移峰、节省运行费用的效果，这些均需要进行机房群控才能实现。

4.6.4 从节能观点出发, 较低的冷却水进水温度有利于提高冷水机组的能效比, 因此尽可能降低冷却水温对于节能是有利的。但为了保证冷水机组能够正常运行, 提高系统运行的可靠性, 通常冷却水进水温度有最低水温限制的要求。为此, 必须采取一定的冷却水水温控制措施。通常有三种做法: **(1)** 一台(组)冷却塔设置多台风机时调节风机运行台数; **(2)** 调节冷却塔风机转速; **(3)** 供、回水总管上设置旁通电动阀, 通过调节旁通流量保证进入冷水机组的冷却水温高于最低限值。在**(1)**、**(2)**两种方式中, 冷却塔风机的运行总能耗也得以降低, 应优先采用; 其中设置双速风机或变频风机的方法可以改变风机风量控制冷却量和水温, 对夜间采用半速或低速运转控制噪声也有优势。方式**(3)**可在采用前述方式后仍然水温过低时采用, 控制进入冷水机组的冷却水温度在设定范围内, 是冷水机组的一种保护措施。在停止冷水机组运行采用冷却塔供应空调冷水时, 为了避免冷水冻结并保证空调末端所必需的冷水供水温度, 旁通阀的开闭可通过最低和最高水温进行开关控制。

冷却水系统在使用时, 由于水分的不断蒸发, 水中的离子浓度会越来越大。为了防止由于高离子浓度带来的结垢、影响机组热交换效率等种种弊病, 必须及时排污。排污方法通常有定期排污和控制离子浓度排污。这两种方法都可以采用自动控制方法, 其中控制离子浓度排污方法在使用效果与节能方面具有明显优点。

4.6.5 无论是冷水机组变流量运行的一级泵、直接串连供冷/供热的二级泵或多级泵系统的二级泵等负荷侧各级循环泵, 还是间接供冷或供热的二次侧循环水泵, 均应通过自动控制调节系统流量。

1 并联运行的一组水泵应同步进行变速调节, 是为了避免出现扬程不一致的大小水泵并联运行时的不完全并联现象。

水泵转速可采用以下三种压差控制方式:

1)控制变速水泵附近主供、回水管道的压差信号恒定。由于信号点的距离近, 该方法易于实施。但水泵基本为定压差运行, 只改变流量未改变扬程, 末端设备仍然超流量, 节能效果不够好。另外, 空调冷水二级泵系统常发生负荷侧二级泵水量大于冷源侧一级泵水量, 大量系统回水通过平衡管混入供水, 使空调冷水水温过高的现象, 二级泵定压差运行也是导致这种现象发生的原因之一。

2)控制变速水泵所负担环路中最不利末端压差恒定, 即取各个远端支管上有代表性的压差信号, 如有一个压差信号未能达到设定要求时, 提高二次泵的转速, 直到满足为止; 反之, 如所有的压差信号都超过设定值, 则降低转速。这种方法水泵为变压差运行, 供回水压差值和供出的流量更接近空调末端设备的负荷要求, 但信号传输距离远, 要有可靠的技术保证。

3)当技术可靠时, 也可取变速水泵附近主供、回水管道的压力信号采用变压差控制方式, 即根据末端设备水阀开度情况, 对控制压差进行再设定, 尽可能在满足要求的情况下降低二级泵或二次泵的转速以达到节能的目的。

总之, **2)**、**3)**两种控制方式都可使水泵变压差运行, 在保证使用效果的前提下, 比方式**1)**的定压差运行节能效果更好。

对于三级泵空调系统中负担各用户共用输送干管阻力的二级泵, 其压差测点则只能设在最不利用户二级泵和三级泵负担阻力的分界处。

2 在运行过程中, 宜根据系统所需要的流量, 并考虑水泵应工作在该转速下的高效区进行台数控制。例如三台并联水泵, 设计总流量是**300%**, 现在仅需要**180%**流量, 为设计总流量的**0.6**倍; 此时如果管路阻力特性不变, 需要的扬程约是设计值的**0.36**倍, 此时仍开三台泵, 每台转速(流量)为设计值的**0.6**倍, 则水泵工作点为仍为该转速的效率最高点; 而如果管路阻力特性加大, 需要的扬程仍保持或接近设计扬程, 则开两台泵, 每台转速(流量)为**90%**, 工作点可能比开三台泵更接近效率最高点。因此, 推荐根据系统所需流量和扬程(结合压差测量)确定水泵工作点, 与水泵曲线的高效区进行比较, 控制其运行台数, 使水泵工作在高

效区域，达到节能的效果。

4.6.6 强制性条文。

按照《中华人民共和国节约能源法》第三十七条规定：使用空调供暖、制冷的公共建筑应当实行室内温度控制制度。用户能够根据自身的用热需求，利用空调供暖系统中的调节阀主动调节和控制室温，是节能的重要前提条件。

室内供暖、空调设施如果仅安装手动调节阀、手动三速开关等，对供热、供冷量能够起到一定的调节作用，但因缺乏感温元件及动作元件，无法对系统的供热量进行自动调节，节能效果大打折扣。

对于散热器和地面辐射供暖系统，主要是设置自力式恒温阀、电热阀等，住宅分户整体控温时还可采用温度控制的通断阀，见《居住建筑节能设计标准》**DB11/891**的相关规定。

不同空调系统的形式，采用的室温调控方式也不相同，具体控制方式见《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》**GB50736**的相关规定。

应设置室温自动调控装置的规定仅限于主要供暖和空调区域，不包括供暖温度要求很低的附属用房。

当室内同时设有几种供暖空调设施时，自控依靠主要供暖空调设施完成即可，对于作为值班供暖的散热器和辐射供暖地面等，因其常设置在高大空间内，自力式恒温阀位置不能正确反映室温，或难以在代表性的部位设置温度传感器，且独立运行时室温较低对节能影响不大，与空调系统联合运行时室温可由空调设备自动控制，因此非主要设施不必须设置室温调控装置。

4.6.7 控制风速的三速开关是常见的风机盘管的调节方式，由使用人员根据自身的体感需求进行手动的高、中、低速控制。对于大多数建筑来说，这是一种比较经济可行的方式，可以在一定程度上节省冷、热量消耗。

集中冷源的空调系统，风机盘管常采用温度自动控制水路电动两通阀开闭的方式，也有采用温度自动控制风机启停方式的。由于以下原因，本标准规定采用前者：

1) 后者不能保证房间的气流组织，温控精度相对较差。

2) 空调末端设备如果不装设水路调节阀或设水路分流三通调节阀（已经很少采用），而空调冷（热）水循环泵通过台数调节或变速运行流量减少时，系统总流量减少很多，但仍按比例流入不需供冷（热）的末端设备或流过三通阀的旁路，会造成供冷（热）需求较大的末端设备的供冷（热）不满足要求。当水泵为定流量运行时，由于水泵运行台数减少、尽管总水量减小，但无电动两通阀的系统其管网曲线基本不发生变化，运行的水泵还有可能发生单台超负荷情况，严重时还会出现事故，因此规定应设置温控水路两通电动阀，使系统变流量运行。

4.6.8 本条为空调风系统(包括空调机组和新风机组)的基本监控内容规定：

1 空气温湿度监测和控制是空调风系统监控的一个基本要求，控制一般分为以下几种情况：

1) 空调区内设置对室内空气进行冷/热循环处理的末端装置时，室内温度由末端装置控制。独立的新风系统通常通过调节冷却器或加热器水路电动阀，控制送风温度相对恒定。当新风负担室内潜热冷负荷（即湿负荷）时，送风温度应根据室内湿度设计值确定。冬季加湿一般控制送风（或典型房间）的相对湿度。

2) 带回风或直流式定风量空调系统中，通常通过调节冷却器或加热器水路电动阀，改变送风温度使室内(或回风)温度相对恒定，并通过冬季加湿和夏季冷却处理控制室内（或回风）的相对湿度。

3) 变风量空调系统, 通常通过调节冷却器或加热器水路电动阀, 控制送风温度相对恒定, 冬季加湿一般控制送风湿度。

4) 在温、湿度同时控制的过程中, 应考虑到人体的舒适性范围, 防止由于单纯追求某一项指标而发生冷、热相互抵消的情况。如不具备湿度控制条件时, 舒适性空调的相对湿度可不作控制。

2 根据本标准第 4.4.7 条的规定, 舒适性全空气空调系统设计应使新风比可调。变新风比可以随时根据室外空气状态进行连续调节, 也可设最大和最小两挡或三挡按季节进行阶段调节, 变风量系统采用连续调节新风比较困难一般采用后者; 无论哪种调节方式, 推荐采用自动控制方式。对于北京地区夏季室外空气状态, 工况的判别方法可以采用固定温度法、温差法、固定焓法、电子焓法、焓差法等(北京地区不能采用温差法), 理论上焓差法的节能性最好, 但该方法需要同时检测温度和湿度, 湿度传感器误差大、故障率高, 需要经常维护, 在国内外的实施效果不够理想; 而固定温度法适合北京地区且工程中实施最为简便。因此本条对控制方法不做限定。

3 采用风机变速是变风量系统最节能的方式。尽管风机变速的做法投资有一定增加, 但对于采用变风量系统的工程而言, 这点投资应该是有保证的, 其节能所带来的效益能够较快地回收投资。风机变速可以采用的方法有定静压控制法、变静压控制法和总风量控制法, 第一种方法的控制最简单, 运行最稳定, 但节能效果不如后两种; 第二种方法是最节能的办法, 但需要较强的技术和控制软件的支持; 第三种介于第一、二种之间。就一般情况来说, 采用第一种方法已经能够节省较大的能源。但如果为了进一步节能, 在经过充分论证控制方案和技术可靠时, 可采用变静压控制模式。

4.6.9 通风系统的风机按本标准4.4.2条的要求设置时, 对通风设备的自动控制可以在气候凉爽、房间发热量或污染物不大等情况下使设备不满负荷运行, 既可节约电能, 又能延长设备的使用年限。举例:

1) 以排除房间余热为主的通风系统, 例如变配电室, 根据房间温度控制通风设备运行台数或转速。

2) 公共建筑的集中排风系统, 共用排风机根据各区域的排风扇或风阀开启数量, 改变共用风机运行的台数或转速。

4.6.10 二氧化碳并不是污染物, 但可以作为室内空气品质的一个指标值。当房间内人员密度变化较大时, 如果一直按照设计的较大的人员密度供应新风, 将浪费较多的新风处理用冷热量。要注意的是, 如果只变新风量、不变排风量, 有可能造成部分时间室内负压, 反而增加能耗, 因此排风量也应适应新风量的变化以保持房间的正压。

4.6.11 对于居住区、办公楼等每日车辆出人明显有高峰时段的地下车库, 采用每日、每周时间程序控制风机启停的方法, 设备投资不多且节能效果明显。在有多台风机的情况下, 也可以根据不同的时间启停不同的运行台数的方式进行控制。

采用CO₂浓度自动控制风机的启停或运行台数, 有利于在保持车库内空气质量的前提下节约能源, 但由于CO₂浓度探测设备比较贵, 因此适用于高峰时段不确定的地下车库在汽车开、停过程中, 通过对其主要排放污染物CO₂浓度的监测来控制通风设备的运行。

4.6.12 强制性条文。在冷热源机房进行能量和水量计量有助于分析能耗构成、寻找节能节水途径, 选择和采取节能节水措施。

4.6.13 强制性条文, 与北京市《供热计量设计标准》DB11/1066 一致。

1 热量测量装置专指设于热源和热力站的热量表和其他可测量热量的装置, 分为两类:

一类为贸易结算用表，用于产热方与购热方贸易结算的热量计量，如热力站供应某个公共建筑并按表结算热费，此处必须采用经过检定和符合《热量表》**CJ128** 测量精度要求的产品。

另一类为企业管理用热量测量装置，用于计算锅炉燃烧效率、统计输出能耗，结合楼栋计量计算管网热损失等等，此处的测量装置不用作热量结算，采用的热量测量装置的计量精度可以放宽，例如采用孔板流量计或者弯管流量计等测量流量，结合温度传感器计算热量。

2 作为热量结算终端对象的公共建筑，有可能一个建筑物是一个结算对象，也有可能一个建筑群是一个结算对象，还有可能一个建筑物中各部分归属于不同的使用单位。用户与供热单位可进行协商共同确定热量结算点的位置，并在此为各用户单位装设热量表。对于新建建筑，在设计阶段难于确定归属于不同的单位的各部分，不强制要求按用户设置热量表，可在热力入口或热力站设置热量表，并以此作为热量结算点，各用户采用热分摊方式，对分摊方法不做硬性规定。

4.6.14 “热量计量装置”包括用于供热系统管理监测的热量测量装置、用于热量结算点计量热量的热量表，以及用于热分摊的所有仪表和设备。北京市地方标准《供热计量设计标准》**DB11/1066** 对热量计量装置的选择、安装等均有详细规定，并要求热量表应具备数据存储和远传通讯功能，建筑物热量结算点热计量和住宅分户热计量（分摊）应设置数据采集和远传系统。

4.6.15 强制性条文。

与热源计量的目的一样，冷源的量化管理可以检验冷源系统的运行效率，也是节约能源的重要手段，因此要求进行计量。但对采用何种计量装置没有规定，例如可以结合冷源设备供冷量调节的自控监测设备对供冷量进行计量。

按照冷量用量计收供冷费用，既公平合理，更有利于提高用户的节能意识。由于空调供冷系统及冷量计量的复杂因素较多，仅对采用区域冷源的楼栋要求设置冷量计量装置，对结算和分摊方法不做硬性规定。

4.7 空调系统节能判断

4.7.1 本条是判断暖通系统是否符合节能要求的规定，分为直接判定和权衡判断两种情况：

1 附录**D.2**给出了直接判定建筑的供暖、通风和空气调节系统设计是否符合节能要求的内容。其中不仅包括第4章的所有强制性规定，还包括权衡判断计算需要的数据和个别除强条之外的重点条文。填写和提交这些表格的目的是便于进行设计和审查人员判定暖通系统是否节能，并为权衡判断计算提供数据。因此无论是否需要进行权衡判断，工程节能设计都应填写附录**D.2**的直接判定文件。

2 自**2005**年北京市地方标准《公共建筑节能设计标准》颁布以来，“全空气系统采用变新风比并应达到最大新风比要求”和“集中新风系统设置热回收装置”就是强制性要求。本版修订的标准对建筑节能率提出更高的要求，空调系统的贡献占很大份额，因此保持了原有的相应强制性条文。但在标准执行过程中，反映在一些情况下完全满足上述两项要求较困难。为增加设计的灵活性，并保证必须的节能率，允许在不满足该强制性条文要求时，通过加强其他节能手段来弥补不足，即通过权衡判断计算判定系统设计是否符合本标准规定的节能要求。参与计算，即可以提高节能标准弥补不足的项目有：

- 1)** 制冷机组性能系数**COP**或**EER**;
- 2)** 冷却水系统能耗指标，即冷源系统综合性能系数**SCOP**;
- 3)** 供暖水输送系统耗电输热比**EHR-h**;
- 4)** 空调水系统耗电输冷（热）比**EC（H）R-a**;

5) 各类全空气系统最大总新风比;

6) 进行空气能量回收(包括设置带热回收功能的双向换气装置)的排风量占总新风量/送风量的比例。

4.7.2 空调系统权衡判断采用的“参照系统对比法”,是以工程采用的,并与本标准中各项相关规定的限值一致的空调供暖系统为“参照系统”,计算各“实际系统”与“参照系统”的冷热源全年综合能耗比值,当比值 ≤ 1 时,判断为节能系统。

权衡判断的目的是进行“比较”,而不需要准确计算全年能耗的绝对值,因此为了减少计算的复杂性,只计算会对权衡判断产生显著影响的项目, E_k 和 E_{kc} 包括下列主要能耗:

- 1) 热源和制冷机组能耗;
- 2) 空调冷热水和供暖水循环泵的能耗;
- 3) 当冷源设备采用冷却塔释冷时,还包括冷却泵和冷却塔的能耗。

4.7.3 参照系统是作为权衡判断计算用的假想基准系统,除本条1~10款各项计算参数须满足本标准规定的限值要求外,其他均与所设计建筑一致。

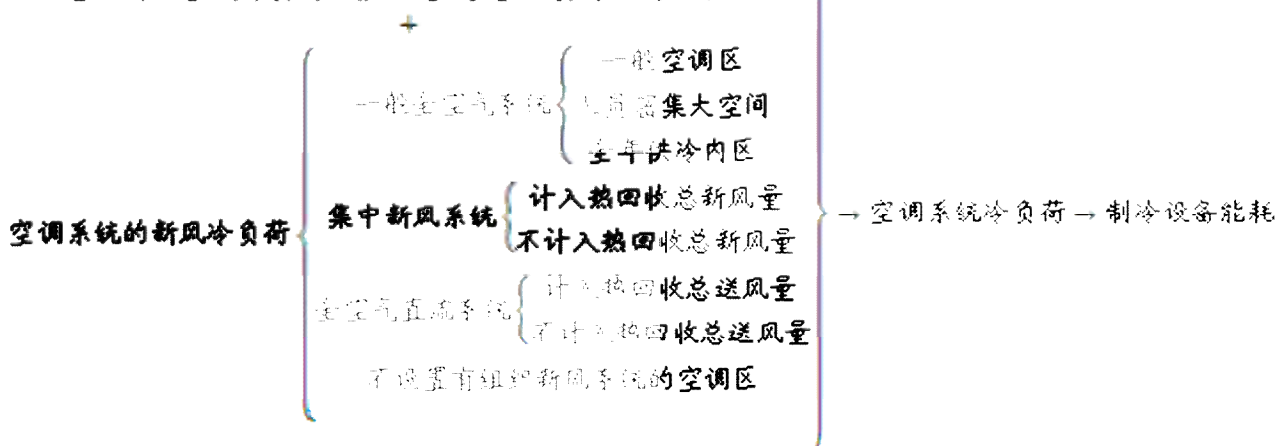
4.7.4 规定空调系统权衡判断应采用本标准提供的软件进行计算,是为了统一计算方法,保证计算结论的正确性。以下对本标准提供的计算软件进行说明。

一、冷热源的全年综合能耗 E_k 、 E_{kc} 计算

E_k 、 $E_{kc}=1$ 制冷设备能耗 + 2热源能耗 + 3冷却水系统能耗 + 4空调供暖水输送系统能耗

1 制冷设备能耗的计算过程和思路:

空调系统室内冷负荷(根据建筑类型的负荷曲线获得)



1) 空调系统冷负荷计算

(1) 建筑物室内负荷

为减少模拟计算的工作量,软件提供了各类型建筑的单位面积全年空调室内负荷曲线,其特点是建筑热工参数符合本标准的各项限值规定,热扰及其系统的作息时间规律符合该类型建筑的特征。根据负荷曲线和建筑面积,可以计算出典型建筑物空调全年逐时室内冷负荷和热负荷。

(2) 新风冷负荷

根据各空调系统新风量和典型气象年气象参数进行逐时计算。由于变新风比运行和新风热回收的能量的影响,新风负荷值相对于室内冷/热负荷值,可能是正值、负值或零值。

(3) 空调系统冷负荷

用新风负荷统一对建筑物室内负荷曲线进行修正,得到建筑物空调系统的全年逐时总负荷曲线。图2为某工程供冷季某日的“室内负荷”曲线和“新风负荷修正后的空调系统负荷”曲线的比较。

2) 制冷设备能耗计算

设计工况的建筑设计冷负荷由设计人员填入。由于设计人员对冷源考虑同时使用率，以及其他简化计算等原因，全年逐时负荷曲线的最大冷负荷与建筑设计工况的总负荷（即选择冷热源设备的总负荷）值并不一致，采用简化平移的方法调整总负荷曲线高度，使曲线最大逐时负荷与该建筑设计工况的负荷一致。图3为某类供冷设备所服务区域调整前的各类空调系统全年冷负荷曲线，图4为调整后的该供冷设备全年供冷量曲线。

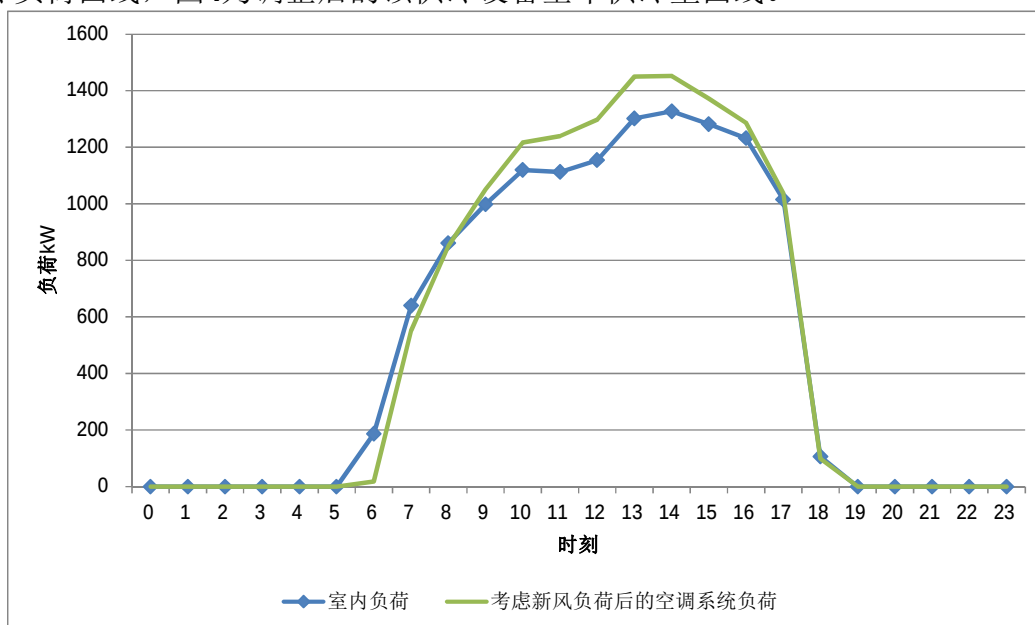


图2 某工程某日（6月9日）室内负荷曲线与考虑新风负荷后的空调系统负荷曲线比较

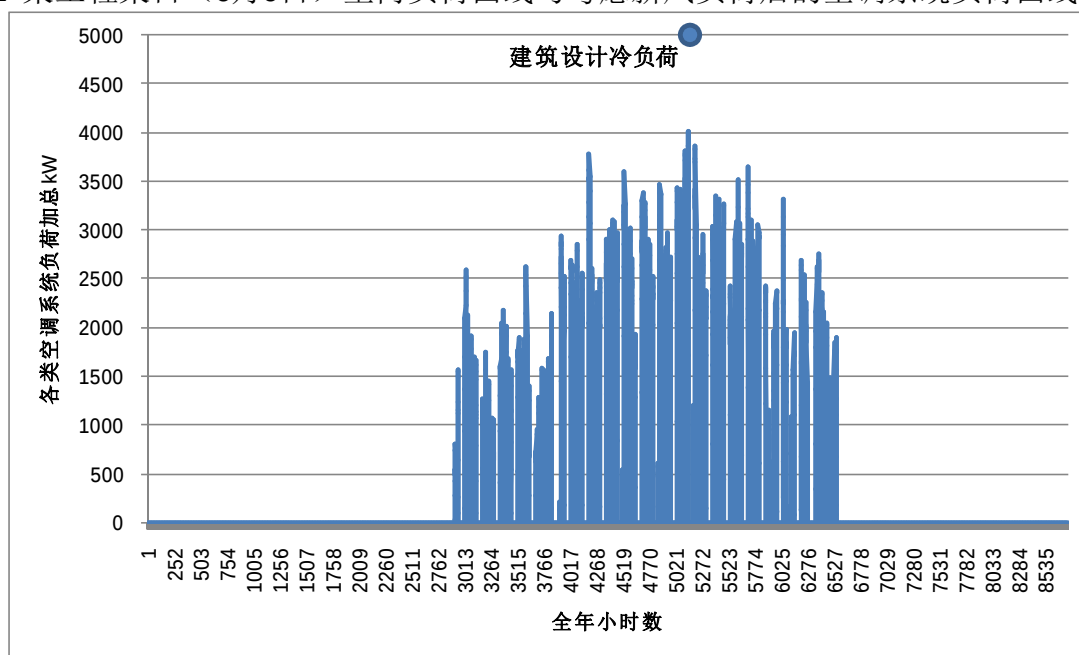


图3 某工程调整前的各类空调系统冷负荷加总曲线

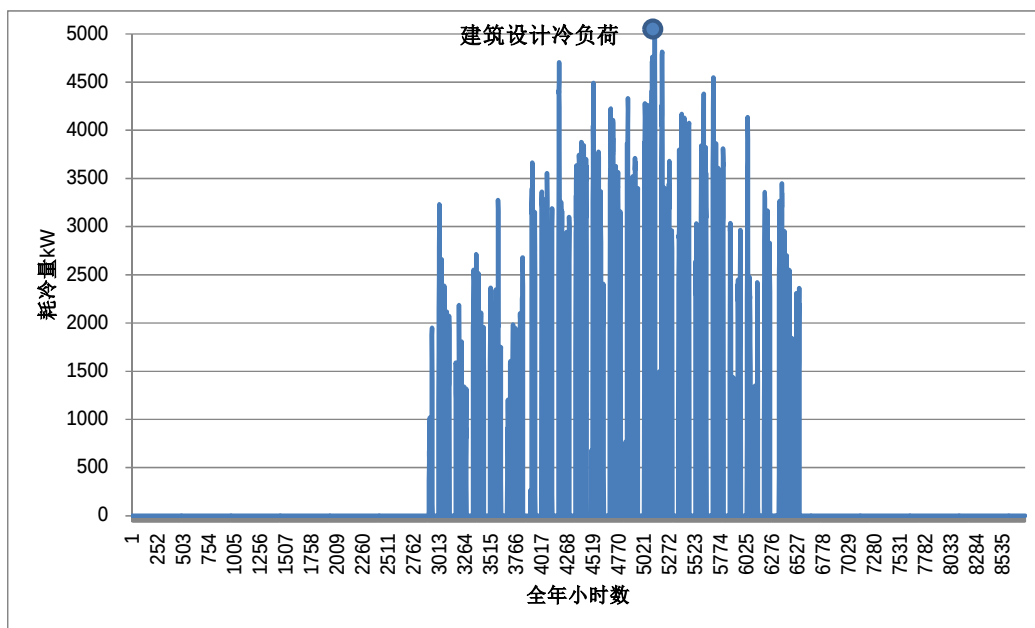
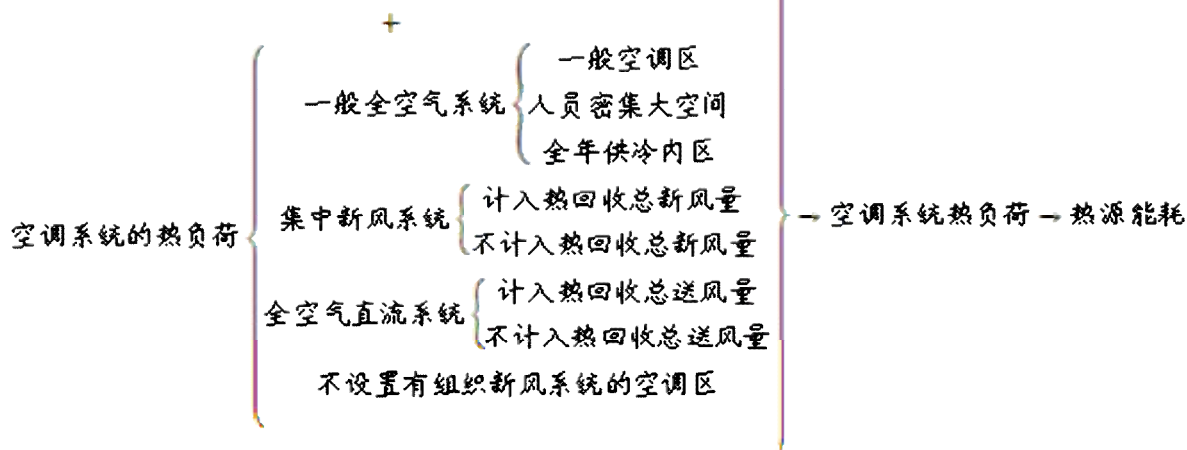


图 4 某工程调整后的冷源全年供冷量曲线

2 热源设备能耗计算

空调系统室内热负荷（根据建筑类型的负荷曲线获得）



计算过程和思路与制冷设备能耗相似，采用软件提供的各类型建筑的单位面积空调室内负荷曲线冬季部分，可以计算出典型建筑物空调全年逐时室内热负荷。由于仅设对流散热器房间的冬季负荷没有参与计算以及其他简化计算等原因，总热负荷全年逐时曲线的最大值与设计人员填入的建筑设计工况的总热负荷值并不一致，采用简化平移的方法调整总负荷曲线高度，使曲线最大逐时负荷与该建筑设计工况的负荷一致。

采用调整后的总热负荷全年逐时负荷曲线，统一计算热源能耗，并换算为耗电量。

3 与制冷设备对应，分别计算各冷却水系统能耗。

4 按水输送系统分别计算空调供暖水输送系统能耗。

二、计算过程的假定和简化

为了减少计算的复杂性，软件做了一些统一的假定和简化。

1 实际工程中，空调系统冬季热源类型复杂多样，有热电联供的城市热网、区域锅炉房加热力站、独立锅炉房、热泵等，对能耗利用率很难统一转换和计算。因此权衡判断不考虑采用能源利用率较高的热源来弥补不满足规范要求的不足，将“设计系统”和“参照系统”的冬季供热热源都统一假定为市政热网供热。

2 对于采用集中区域冷站、地源热泵、冰蓄冷系统、吸收式制冷机、热电冷三联供等非“常规电制冷”为冷源的建筑，均进行了不同程度的简化和假定。即对系统中难以确定的参数（主要是冷源部分），“设计系统”和“参照系统”均采用相同的常规电制冷假定系统的参数。

数进行计算；如果想弥补不满足标准要求的不足，只能通过优化设计系统已知参数的部分使系统整体能耗计算结果符合节能要求。

3 对以下参数进行统一假定：

- 1) 统一室内设计参数；**
- 2) 统一供冷和供暖的起始日期；**
- 3) 假定冷机和水泵均为一机对一泵的台数控制；**
- 4) 热回收效率统一按产品标准规定的限值进行计算。**

4 进行以下修正和限制：

- 1) 根据负荷率和冷却水进水温度对水冷制冷机名义工况的COP进行修正；**
- 2) 根据负荷率和室外空气干球温度对风冷冷机名义工况的COP进行修正；**
- 3) 当电冷水机组采用低温（大温差）供水时，按本标准第4.3.2条条文说明给出的数据，对冷水机组的COP值进行修正。**

4) 软件对设计输入的冷源设备能效数值进行识别，当输入数值过高不符合实际时，软件只根据目前市场供应产品的较高数值进行计算，该数值是根据市场调查情况确定的。

5 当实际工程的建筑不包括在软件提供的建筑类型之内时，允许计算人根据实际建筑的负荷特性、作息时间等挑选相类似的建筑类型名称进行计算。由于采用的是“参照建筑对比法”，即使全年能耗绝对值存在误差，并不影响对比结果的准确性。

5 给水排水节能设计

5.1 一般规定

5.1.1 城市管网供水和建筑物的加压供水，无论是水的净化处理还是输送，都需要耗费电能等能源，因此广义上节水就是节能。但国家相关标准已经对给排水系统设计和节水进行了详细的规定，因此本标准仅对涉及节约建筑物自身用于给排水系统的水泵能耗、生活热水加热能耗等做出相应规定，其余均应按相关国家标准的规定执行。

5.1.2 《建筑给水排水设计规范》GB 50015 和《民用建筑节能设计标准》GB 50555 对设置用水计量水表和耗热量表的位置作了明确要求。一般来说，冷却塔、游泳池、游乐设施、水景、公共建筑中的厨房、公共浴室、洗衣房、锅炉房、空调冷热水系统等的补水管、建筑物引入管、居住建筑入户管、医院科室及公共建筑内需要计量水量的水管上都需要设置计量水表。市政热网等热源提供的、用于加热生活热水的一次热水等，如果有热量计量要求，应安装热量表。

5.1.3 给排水系统的器材包括管道、配件、阀门等，选用时应考虑其耐腐蚀性能，连接方便可靠，接口耐久不渗漏。器具指卫生器具、水嘴、淋浴器等，具体要求见现行行业标准《节水型生活用水器具》CJ164 和北京市地方标准《用水器具节水技术条件》DB11/343。

5.2 给水排水

5.2.1 设有市政或小区给水、中水等供水管网的建筑，充分利用供水管网的水压直接供水，可以减少二次加压水泵的能耗，还可以减少生活饮用水水质污染。

5.2.2 建筑各类供水系统包括给水、中水、热水、直饮水等（下同）。

供水系统的水压，既要满足卫生器具所需要的最低水压，又要考虑系统和给水配件可承受的最大水压和使用时的节水节能要求。

各分区的最低卫生器具配水点的静水压力要求与现行相关国家标准一致。但在工程设计时，为简化系统，常按最高区水压要求设置一套供水加压泵，然后再将低区的多余水压采用减压或调压设施加以消除，显然，被消除的多余水压是无效的能耗。系统用水量较大时，例如高层旅馆的给水系统，宜分区设置加压泵，避免或减少无效能耗。

用水点供水压力的限制，来源于《民用建筑节能设计标准》**GB50555**，是为了节约用水，同时降低了加压水泵的流量和功率，并节省了生活热水的加热能耗。

5.2.3 常用的加压供水方式包括高位水箱供水、气压供水、变频调速供水和管网叠压供水等，从节能节水的角度比较，这四种常用的供水方式中，高位水箱供水在水泵高效运行、管网叠压供水在利用市政水压方面占有优势。但在工程设计中，在考虑节能节水的同时，还需兼顾其他因素，例如顶层用水点的水压要求、市政水压等供水条件、供水的安全性、用水的二次污染等问题。

5.2.4 本条是对供水加压泵选型的规定。

1 给水泵的能耗在给排水系统的能耗中占有很大的比重，因此给水泵的选择应在管网水力计算的基础上进行，从而保证水泵选型正确，工作在高效区。变频调速泵在名义转速时的工作点，应位于水泵高效区的末端（右侧），以使水泵大部分时间均在高效区运行。

2 泵节能评价值是指在标准规定测试条件下满足节能认证要求应达到的最低效率。泵节能评价值计算与水泵的流量、扬程、比转数有关，工程设计时宜对所选供水加压泵提出相应要求，由供货企业根据产品的上述参数，按照《清水离心泵能效限定值及节能评价值》的规定，校核计算泵节能评价值并保证水泵能够满足要求。

3 选择具有随流量增大，扬程逐渐下降特性的供水加压泵，能够保证水泵工作稳定、并联使用可靠，有利于节水节能。

5.2.5 水泵房宜设置在建筑物或建筑群的中心部位是为了减少输送管网长度。

当水泵和吸水池设置在建筑物地下室时，吸水池（箱）宜设在最接近地面上用水点的地下室上部位置，尽量减少水泵的提升高度；但要注意给水泵房位置还必须满足隔声和隔振等要求，避免在贴邻噪声控制标准较高的区域的正下方设置水泵；必要时可将吸水池尽量设置在地下室上部，水泵设置在远离地上房间的地下室下部。

5.2.6 此条是针对有些工程将一部分地面以上的污废水先排入地下污水泵房，再用污水提升泵排入室外管网而提出的。这种做法既浪费能源又不安全。

5.3 生活热水

5.3.1~5.3.3 这3条是关于生活热水热源的选择原则。

1 宜优先采用的热源

第**5.3.1**条按顺序排列提出了宜优先采用的热源。

1) 利用废热和工业余热相对于太阳能，因不需根据天气阴晴消耗大量其他辅助热源的能量，与太阳能相比无疑是最节能的，因此作为第一款优先提出。由于北京不是工业城市，目前采用较少，如果有条件应优先采用。废热包括空调制冷机组的冷凝热和用蒸汽设备产生的凝结水余热，见本标准第**4.2.22**条和**4.2.23**条。

2) 太阳能是取之不尽，用之不竭的可再生能源，因此，利用好太阳能，对于缓解用能紧张的现状是大有作用的。如果能够合理采用太阳能热水系统，采用高效率辅助热源，太阳能的加热量即为节省的能量。公共建筑外形复杂多样，生活热水需求量差距也很大，从节约能

源角度，有的适宜集中系统，有的适宜分散设置，对太阳能的使用有一些限制条件，因此规定在有条件时太阳能也为首选热源。

3) 当建设开发单位要求集中供应生活热水时，采用城市热网供暖的小区常在热力站采用城市热网为一次热源制备生活热水。北京市的城市热网基本上为热电联产的热源形式，其能源使用效率比直接燃气加热高，更高于直接电加热，因此这种形式符合建设部、国家发展和改革委员会等八部委局《关于进一步推进城镇供热体制改革的意见》（建城[2005]220号）中提出的“要坚持集中供热为主”的要求。因此当无采用首选热源条件时，集中生活热水系统宜采用城市热网供热热源。

4) 地热能主要有两种：一种是浅层地热能，需要通过地源热泵增温或降温，实现冬季供暖、夏季供热；应该特别注意的是，采用地源热泵作为生活热水热源应与空调供暖系统统一考虑，要进行经济和技术比较后确定，其中最主要的是考虑冬夏季热平衡的问题。另一种是通过人工钻深井开采利用的地下中深层地热能，把地下高温地热水抽到地面直接供热或梯级利用，要解决回灌等多种技术问题。国家能源局等《关于促进地热能开发利用的指导意见》（国能新能[2013]48号）指出：“积极推广浅层地热能利用”，“加快推广中深层地热能综合利用”；并强调“加强地热能行业管理”，“严格地热能利用的环境监管”。总之，无论是浅层还是深层地热的使用，都应具备使用条件，且确保技术先进合理，使地下资源不被破坏和污染。勘察设计应遵循《地热资源地质勘查规范》GB/T11615和《城镇地热供热工程技术规程》CJJ138。

2 用锅炉产生的蒸汽是限制使用的热源形式，见本标准第4.2.3条及条文说明。

3 采用电加热是对高品质二次能源的降级使用。因此，当生活热水总日用水量 and 人均日用水量均较大时，应限制使用直接电加热制备生活热水。

按60℃计的最高日总用水量大小的界限确定为5m³，大致为30~40床位宾馆的日用水量。日用水定额大于10L的公共建筑包括宾馆客房、医院住院部、健身中心等，单身宿舍、养老院等居住建筑也可参照。

办公等建筑没有或较少沐浴设备，人均日用水量较少，手盆等卫生器具的一次用水量更小，如采用集中热水供应系统，管路热量损失、循环加热的动力损失和放掉的冷水量相对较大，工程中常采用分散加热形式，因此对人均日用水量小的建筑，无论最高日总用水量是否较大超过5m³，都不限制使用电直接加热制备生活热水。

对于最高日总用水量和人均日用水量均超过上述限制的建筑，如果“无集中供热和燃气源，采用煤、油等燃料受到环保或消防严格限制”，首先应考虑采用太阳能供应生活热水，如因建筑体型或外观等限制确实不能设置太阳能集热器，且工程无条件采用热泵做热源时，才允许整个工程采用电直接加热生活热水。

限制直接电加热是针对集中供应生活热水的“主体热源”，不包括建筑中距离热源或热交换站较远的个别用户的分散热源。

4 其他热源

正文5.3.1条给出了首选热源和无条件采用首选热源时宜采用的热源，5.3.2和5.3.3条给出了限制使用的热源，在无条件采用5.3.1条推荐优先采用的热源时，还可以采用燃油、燃气等热源形式，较小系统、供水温度要求较低时还可以采用空气源热泵。

5.3.4 为避免使用热水时放空大量冷水而造成水和能源的浪费，集中生活热水系统应设循环加热系统。保证配水点出水温度的最长时间为10s，即不循环的配水管长度允许为7m左右，本条规定来源于《民用建筑节能设计标准》GB50555。“保证支管热水温度的措施”指支管设置循环管、支管自控电伴热等。

5.3.5 集中生活热水的供水温度越高，管内外温差和热损失越大，同时也为防止结垢，因此给出最高设计温度的限制。在保证配水点水温和卫生要求的前提下，可根据热水供水管线长短、管道保温等情况确定合适的供水温度，以缩小管内外温差，减少热损失，节约能源。

5.3.6 用水点尤其是淋浴设施处冷、热水供水压力平衡和稳定，能够减少水温初调节时间，避免洗浴过程中的忽冷忽热，对节能节水有利。其保证措施包括：冷水、热水供应系统分区高度一致，当热水用量较小、两个区域的热水压力由对应的较高区域的冷水压力保证时，较低区域的热水应设置减压阀；减少热水管网和加热设备的系统阻力；淋浴器处设置能自动调节水温功能的混合器、混合阀等。

5.3.7 本条包括太阳能热水系统辅助热源的加热设备。选择低阻力的加热设备，是为了保证冷热水用水点的压力平衡。设置自动温控装置是为了保证水温恒定，提高热水供水品质并有利于节能节水。

6 电气节能设计

6.1 一般规定

6.1.1 本条是对电气系统设计的原则性要求，并提出了节能设计的基本依据：

1 除本标准外，有关电气设计的其他标准还有很多涉及节能的规定，电气系统设计均应遵循和符合这些规定要求。各标准中对电气系统、产品能效分级等有相应的指标范围，设计中除满足最低要求外，均宜采用规定范围中的节能设计指标。

2 设计标准不仅不应低于现有相关规范中规定的能效指标，同时还要满足从项目的建设方那里获得的建筑能效管理要求。设计中应充分了解建设方为实施建筑能效管理而提出的要求，例如电能检测和计量要求等，设计切实有效、便于监测追溯的电气系统，以利于在施工阶段监督、执行，并利于建设方在运营阶段的监测、管理和能耗分析。

6.1.2 建筑中的很多电气设备或装置并非由电气设计人员直接选型，为了使建筑物能够达到良好的自身节能效果并对相关产业产生积极的影响，对于其他专业选型的电气设备或装置，电气节能设计文件中应包括提醒和引导的内容，注明应选择技术先进的节能环保型电气产品，列出重要设备的电机能效指标要求。工程设计中采用的主要电气产品，应选择能效等级或节能评价价值符合要求的节能产品，不由工程设计阶段选择的电气产品，应建议采购能够满足相应能效等级或节能评价价值要求的产品。

电能质量主要包括：电压、频率、三相电压不平衡、电压波动和闪变、谐波和间谐波等。随着电子镇流器、开关电源、变频器等使用量的增长，更要重视电能质量问题。在我国的国家标准体系中，电能质量相关标准目前有：

- 1) 《电能质量 供电电压偏差》GB/T 12325;**
- 2) 《电能质量 电压波动和闪变》GB/T 12326;**
- 3) 《电能质量 三相电压不平衡》GB/T 15543;**
- 4) 《电能质量 电力系统频率偏差》GB/T 15945;**
- 5) 《电能质量 公用电网谐波》GB/T 14549;**
- 6) 《电能质量 公用电网间谐波》GB/T 24337;**
- 7) 《电能质量 电能质量监测设备通用要求》GB/T 19862。**

6.1.3 电气设计应包括前期对建筑用电需求情况、智能化各子系统需求的评估，确认设计输入条件中的重要指标(例如对应急电源系统需求条件的评估、对自控系统功能要求的评估等)，目标明确、有的放矢地进行电气节能设计。这样，可以避免超越实际使用需求输入过高或过低的外部条件而导致电气系统配置规模、功能等出现较大偏差，可以通过节能设计实现建筑全寿命期的节能。

智能化系统包括：信息设施系统、信息化应用系统、建筑设备管理系统、公共安全系统、机房工程等，系统配置应满足《智能建筑设计标准》GB/T50314 的要求。在项目所需的智能化系统组成中，与节能有关的子项包括：能源分类分项计量监测系统、信息网络系统、物业运营管理系统、电梯监控系统、汽车库管理系统等，针对具体项目在这些系统上采用适宜的节能控制措施，对建筑节能可以发挥很好的作用。

6.1.4 工程中一般由建筑专业选用电梯、自动扶梯和自动人行步道，电梯等节能运行控制由电梯供应企业设计和实施。电气专业仅负责电梯设备的供配电；但应配合建筑专业提出电梯的节能运行控制要求，以确保电梯的节能运行。

6.1.5 太阳能与建筑相结合是未来节能应用的重要领域之一，光伏系统与光热系统一样，是太阳能利用的最重要组成部分。条文中强调与建筑一体化，即在保证光伏效率的前提下，尽可能做到与建筑的功能、外观、风格、立面色调等协调一致，使之成为建筑的有机组成部分，并为系统的安装、使用和维护，提供必要的承载和空间条件。

6.1.6 附录 D.4 的电气节能判断文件内容，包括电能分项计量和照明节能两项。前者为本标准第 6.4.3 条的强制性要求；后者在本标准的第 6.3.1 条引用国家标准《建筑照明设计标准》GB50034，在国标中其相关条文是必须执行的强制性条文；因此将这两项作为电气设计节能判断的内容。

6.2 供配电系统

6.2.1 现行的相关规范中已对变压器配置、变电所位置、合理选择导线、电缆、谐波抑制、电气设备节能等方面做出规定，应遵照执行。

人们通常容易理解狭义上的节能，即一段时间内在小系统、小范围内的个体部分的节能。而能源是各种资源中的一种，如果从广义上追求节能，应该与节约自然资源、社会资源、节约投资相统一。除了应该从系统使用周期内分析如何选择电气产品以外，还应该从使用期前和使用期后不同角度进行更加全面的分析。例如：选择的变压器绝缘材料在生产和回收时是否更加节能环保，选择的电缆、电线或母线在导体材质、结构、载流量、利用程度等方面是否合理，选用的变频器运行后在多大程度上实现了节能。如果为了狭义上的节能，全国资源开发、生产、应用的大系统出现了浪费，那么这种所谓的节能就偏离了国家可持续发展的方向。同样，如果为了狭义上的节能，对于更广的世界范围，在小系统、小范围以外的其它地方、时间出现了资源浪费、环境污染，那么这种所谓的节能就偏离了人类在地球上可持续发展的方向。

本条规定中提到的实效性，是指机电设备的投资回收问题。节能设计要避免出现设备选型不合理，避免设备运行使用中长时间偏离节能的状态出现。

6.2.2 本条规定针对变配电和线路损耗制定。

对于规模大的项目，例如超高层建筑、建筑群，应划分为多个配电区域，存在多个区域负荷中心。这些区域可能是连续的一段楼层，也可能是负荷集中的机房。变压器在区域负荷中心低压配电线路损耗最小，但存在一部分低压配电方向与高压供电方向相反的问题，所以最好将变压器设在区域负荷中心靠近电源侧的位置，可以将高压和低压配电线路损耗进一步降低。例如，设在连续的一段楼层区域的底部，或设在负荷集中的机房靠近高压电源方向一侧，要缩短配电距离，避免反向或迂回供电。相关规范很早就已经提出过“深入或接近负荷中心”的要求。在节能设计的关键问题上，变配电所的选址条件让步必须有限度，否则方案上出现严重不节能问题，后续设计无法挽回损失，即使是百分之一的线路损耗加在用电总负

荷之上也会对长期运营实现节能目标造成严重影响。本条规定作为在电气节能设计中提出的一个关键条件，不强求一定将变配电所安排在该区域负荷中心，但“靠近”要比“接近”的程度更为迫切，并且是要求在电源方向这一侧，每个变配电所都要求如此。

6.2.3 大功率冷水机组采用高压供电方式的原因见本标准第 4.2.16 条的条文说明。

在我国电力系统中，电压等级根据标称电压如下定义：

交流电压：**1kV** 及以下为低压，**1kV** 以上、**330kV** 以下为高压，**330 kV** 及以上、**1000 kV** 以下为超高压，**1000 kV** 及以上为特高压；直流电压：**±800 kV** 以下为高压直流，**±800 kV** 及以上为特高压直流。

对于“中压”对应的电压等级区间划分，美国电气和电子工程师协会（**IEEE**）的标准文件中把 **2.4 kV** 至 **69 kV** 的电压等级称为中压，我国国家电网公司（**SG**）的规范性文件中把 **1 kV** 以上至 **20 kV** 的电压等级称为中压。

因此，民用建筑中的“高压”概念在电力系统中是中压，民用建筑配电通常在此电压等级供电计量点以内展开设计，此电压等级之上的供电与电力部门配合设计。

第 4.2.16 条规定中的“高压供电方式”是相对于民用建筑中的“低压供电方式”而言，建筑采用由外部电网取得的电压等级，从建筑总配电室直接向大型用电设备组供电，电能不经过降压变压器而直接配到用电设备上使用。在用电设备组中，将电能转换为机械能或热能的能源转换设备的工作电压一般应采用与建筑供电电源相同的电压等级直接使用电能，不宜再设单独的降压变压器，除非按工艺要求采用的变频调速装置有特殊需要。高压供电方式相对于低压供电方式可以减少配电线路损耗和变电损耗，功率越大节能效果越显著。

6.2.4 有些公共建筑尽管设计时变压器负荷率计算值看似理想，但经过对很多既有建筑运营状态的调查发现，很多项目平时正常运行中的实际负荷率在 **10~30%** 之间波动，即使在夏季尖峰负荷下，很多建筑变压器负荷率波动的高点也很难达到 **40%**。有些双电源用户为了解决变压器负载持续过低的问题，在每两台变压器组成的单母线分段系统中只运行一台变压器、停运另一台，而这两台变压器的负荷率曲线最高点勉强可以达到 **50~60%**。

目前电气设计中普遍采用单一状态进行负荷计算，变压器负荷率设计值针对的是继电保护、是实际运行状态的高值，它无法体现出实际负荷率在低值到高值之间的波动变化及分布情况。为了避免因为变压器选型过大而导致实际负荷率长期过低，在设计阶段单一状态计算出的变压器负荷率设计值宜在 **60~80%** 范围。如果对负荷计算配以电能消耗量计算，考虑负荷率时间分布情况，对变压器选型进行适当的修正，有利于实现所选规格的变压器实际负荷率在主要用能时段可以接近于 **60%** 左右的经济运行区间。这种校验方法的基本做法是要针对具体建筑用能系统逐月计算电能消耗量，得到各月变压器负荷率的分布区间，判断变压器选型是否能够实现高效率运行，然后对变压器选型规格进行合理调整，直到验算的负荷率进入高效率运行区间为止，最终确定变压器节能选型容量。

节能设计一方面要考虑局部的电气系统运行是否效率足够高，另一方面还要考虑其接入的上一级电力系统是否可以高效运行。在节能设计中提高利用率与冗余备用是对立统一的，设计时应注意正确把握。对于一级负荷中的特别重要负荷，要首先确保安全可靠，然后要做到尽可能地节能运行。变配电、发电系统主要设备的匹配应注意符合实际需要，满足节能运行要求，在节能的同时充分利用有限的投资更加切合实际地提高系统的可靠性。

6.2.5 本条规定针对变电损耗制定，其中公共建筑分类见本标准的表 3.1.1。

变压器的能效等级在《三相配电变压器能效限定值及能效等级》**GB 20052-2013** 中规定。公共建筑常用的干式变压器，损耗与能效等级对照表见表 13。3 级对应变压器型谱中的 **10** 型；2 级应选择 **12** 型（硅钢片）或 **15** 型（非晶和金）；1 级应在 2 级的 **12** 型基础上空载损耗和负载损耗再降低 **10%**，或在 **15** 型基础上负载损耗再降低 **5%**。采用能效等级更高的变压器供电，

可以降低变电损耗，利于建筑节能。

表 13 变压器损耗与能效等级对照表

额定容量 (kVA)	空载损耗(W)					负载损耗(W)				
	1 级	2 级	1 级	2 级	3 级	1 级		2 级、3 级		
	电工钢带		非晶合金		电工钢带、 非晶合金	电工 钢带	非晶 合金	电工钢带、非晶合金		
								B (100℃)	F (120℃)	H (145℃)
315	比 2 级低 10%	705	280	880	比 2 级低 10%	比 2 级低 5%	3270	3470	3730	
400		785	310	980			3750	3990	4280	
500		930	360	1160			4590	4880	5230	
630		1070	420	1340			5530	5880	6290	
630		1040	410	1300			5610	5960	6400	
800		1215	480	1520			6550	6960	7460	
1000		1415	550	1770			7650	8130	8760	
1250		1670	650	2090			9100	9690	10370	
1600		1960	760	2450			11050	11730	12580	
2000		2440	1000	3050			13600	14450	15560	
2500		2880	1200	3600			16150	17170	18450	

6.2.6 电动机不由电气设计直接选型，但是由于非电气专业人员对电动机技术不了解，在其设计选型中虽然确定了电梯梯速、水泵或风机的流量、扬程和对应电动机功率，但缺少对电动机能效等级的设计要求，在产品订货后往往出现电动机能效低、电耗增加的现象，电气设计人员为此有时不得已在前期配电系统设计时放大两级以上选择开关、导体等元件才足以应付日后的变化，精确设计难以实现。这样不仅不节能，还可能不久需要再次进行节能改造。本条明确了电动机的能效等级要求，电气专业应配合其他专业在设计文件中明确对电动机能效等级的要求。

随设备配套的电动机在产品铭牌上都注明了电动机对应的能效等级。公共建筑应采用节能型产品，电动机的能效等级应达到 **2 级** 及以上。当前的相关标准如下：

《小功率电动机能效限定值及能效等级》**GB 25958-2010**，该标准适用于 **690V** 及以下的电压和 **50Hz** 交流电源供电的小功率三相异步电动机（**10W~200W**）、电容运转异步电动机（**0.1kW~2.2kW**）、电容起动异步电动机（**0.12kW~3.7kW**）、双值电容异步电动机（**0.25kW~3kW**）等一般用途电动机，以及房间空调器风扇电动机（**6W~550W**）。

《中小型三相异步电动机能效限定值及能效等级》**GB 18613-2011**，该标准适用于 **1000V** 及以下的电压，**50Hz** 三相交流电源供电，额定功率在 **0.75kW-375kW** 范围内，电机极数为 **2 极**、**4 极** 和 **6 极**，单速封闭自扇冷式一般用途电动机或一般用途防爆电动机。

如果以上标准进行修订，应采用最新版本。标准中电动机的能效等级分为 **3 级**，达到 **2 级** 及以上的产品为节能型产品，见表 14。

表 14 电动机能效等级对照表

电机级数	2 极	4 极	6 极	2 极	4 极	6 极	2 极	4 极	6 极
能效等级	1 级			2 级			3 级		
额定功率(kw)	电机效率%								
0.010	-	35.0	-	-	31.4	-	-	28.0	-
0.016	54.1	39.4	-	50.1	35.6	-	46.0	32.0	-
0.025	60.0	50.1	-	56.0	46.0	-	52.0	42.0	-
0.04	62.8	58.1	-	59.0	54.1	-	55.0	50.0	-
0.06	67.5	63.8	-	63.8	60.0	-	60.0	56.0	-

0.09	69.3	65.7	-	65.7	61.9	-	62.0	58.0	-
0.12	73.8	67.5	-	70.5	63.8	-	67.0	60.0	-
0.18	75.5	71.1	66.6	72.4	67.7	62.9	69.0	64.0	59.0
0.25	78.1	73.8	70.2	75.2	70.5	66.7	72.0	67.0	63.0
0.37	79.3	75.9	74.6	76.5	72.8	71.4	73.5	69.5	68.0
0.55	81.0	79.3	77.2	78.4	76.5	74.2	75.5	73.5	71.0
0.75	84.9	85.6	83.1	80.7	82.5	78.9	77.4	79.6	75.9
1.1	86.7	87.4	84.1	82.7	84.1	81.0	79.6	81.4	78.1
1.5	87.5	88.1	86.2	84.2	85.3	82.5	81.3	82.8	79.8
2.2	89.1	89.7	87.1	85.9	86.7	84.3	83.2	84.3	81.8
3.0	89.7	90.3	88.7	87.1	87.7	85.6	84.6	85.5	83.3
4.0	90.3	90.9	89.7	88.1	88.6	86.8	85.8	86.6	84.6
5.5	91.5	92.1	89.5	89.2	89.6	88.0	87.0	87.7	86.0
7.5	92.1	92.6	90.2	90.1	90.4	89.1	88.1	88.7	87.2
11.0	93.0	93.6	91.5	91.2	91.4	90.3	89.4	89.8	88.7
15.0	93.4	94.0	92.5	91.9	92.1	91.2	90.3	90.6	89.7
18.5	93.8	94.3	93.1	92.4	92.6	91.7	90.9	91.2	90.4
22.0	94.4	94.7	93.9	92.7	93.0	92.2	91.3	91.6	90.9
30.0	94.5	95.0	94.3	93.3	93.6	92.9	92.0	92.3	91.7
37.0	94.8	95.3	94.6	93.7	93.9	93.3	92.5	92.7	92.2
45.0	95.1	95.6	94.9	94.0	94.2	93.7	92.9	93.1	92.7
55.0	95.4	95.8	95.2	94.3	94.6	94.1	93.2	93.5	93.1
75.0	95.6	96.0	95.4	94.7	95.0	94.6	93.8	94.0	93.7
90.0	95.8	96.2	95.6	95.0	95.2	94.9	94.1	94.2	94.0
110	96.0	96.4	95.6	95.2	95.4	95.1	94.3	94.5	94.3
132	96.0	96.5	95.8	95.4	95.6	95.4	94.6	94.7	94.6
160	96.2	96.5	96.0	95.6	95.8	95.6	94.8	94.9	94.8
200	96.3	96.6	96.1	95.8	96.0	95.8	95.0	95.1	95.0
250	96.4	96.7	96.1	95.8	96.0	95.8	95.0	95.1	95.0
315	96.5	96.8	96.1	95.8	96.0	95.8	95.0	95.1	95.0
355~375	96.6	96.8	96.1	95.8	96.0	95.8	95.0	95.1	95.0

6.2.7 变频器是一种改变频率的装置，它用电子元件将市电变为高频交流电，达到调速的目的。如果变频器的频率连续可调，就能实现无级调速。在民用建筑中，变频器可以广泛应用于风机、水泵、电梯的电动机，但并非这些设备的运行一定需要用到变频器。变频器的滥用会产生很多问题，包括：浪费投资，故障点增加，谐波含量增加，变频器损耗等。本条主要是针对工程中不恰当地过多采用变频器的现象做出规定，电气专业应校核设备选用时对电动机变频的要求，在确实需要时使用。

1 有的工程的水泵等设备虽然没有变速要求，但因其流量扬程等选择不准确，试图通过运行时调试转速达到与管道系统工作状态的吻合，这种情况应该杜绝。

2 民用建筑中有些电动设备仅需要双速或三速运行，不需要连续调速，例如供暖水泵根据天气分阶段改变水泵流量、通风机根据需要采用最大风量或最小风量等，可以采用双速电机或三速电机实现多速运行，这种多速电机也叫变极电机，其原理就是改变电机旋转磁场的磁极对数来改变它的转速，实现多速运行。因为不需要采用变频器，不存在变频器的电能损耗，没有变频器带来的弊端，推荐在设计中采用。

3 有连续调速运行要求的电动机采用变频器时，应选用谐波小、能效高的产品，待相应国家标准出版后（目前尚无），应符合其相关变频器的谐波限制、能效等级的规定。另外应

注意变频器安装位置是否利于散热。

6.3 照明系统

6.3.1 国家标准《建筑照明设计标准》**GB50034** 对办公、商店、旅馆、医疗、教育、博览、会展、交通、金融建筑的照明功率密度值 **LPD** 的限值进行了规定，提供了现行值和目标值。照明设计时，照明功率密度应符合该标准的现行值（当符合该标准第 **4.1.2** 条和第 **4.1.3** 条的规定时，可提高或降低一级）。是否执行该标准规定的目标值，可根据相关标准或主管部门的要求确定。

6.3.2 照明设计计算包括房间照度标准值 **E** 的确定和实际照明功率密度 **LPD** 和主体光源光效 $\eta_{\text{光}}$ 的验算等。附录 **C.5** 叙述了设计计算内容，并给出了计算公式、相应参数的确定原则，以及设计计算电子表格。采用的灯具兼用于正常照明和应急照明时，应同时满足正常照明（包括效率、效能指标在内）的各项指标要求和应急照明功能、性能、防护等要求，应急照明系统不影响正常照明系统的节能设计。

6.3.3 本条是对高效节能照明产品应用的要求

1 高效节能照明产品的认定不限于表 **6.3.3** 的内容，要在照明质量、系统效率、寿命、成本回收等多方面达到同样的高标准，并具有稳定的节能效果、可以落实全寿命期节能，才是真正的高效节能照明产品。一般照明是指为照亮整个场所而设置的均匀照明，它在照明节能中是重要部分，是选用高效节能照明产品的首要对象，但高效节能照明产品不只在一般照明中使用，还用于局部照明、重点照明。一般照明（含分区一般照明）的灯具可以具有多种属性：包括正常照明、应急照明、值班照明、警卫照明等。表 **6.3.3** 中所列类型灯具的效率适于约束公共建筑实现照明节能，因而在本条第 **1** 款中要求公共建筑及建筑周边附属照明区域的主要照明灯具符合限值要求。对于采用紧凑型荧光灯和小功率金属卤化物灯的灯具允许达到的效率限值，开敞式、保护罩、格栅三种类型依次为 **55%、50%、45%**，比表 **6.3.3** 中所列的效率低 **20%**，应限制其在公共建筑上使用的数量。

实际操作中当各种场所高效灯具总量较大时不需逐个统计所有的灯数，可利用表 **D.4.2** “照明节能设计判定表”判断。例如：某个项目在判定表中总共列出了 **7** 种场所，仅在其中相对次要的 **1** 种场所中使用了低于表 **6.3.3** 限值的灯具，也就是这个相对次要场所在表中出现的行数不超过 **1/7**，就可以认为符合本款“达标比例应不低于 **85%**”的规定。可见，本款规定通过易于实施的做法给非高效灯具加上了定量的约束。

2 电子式镇流器线路电流为非正弦量，功率因数与谐波含量相关，谐波越低，功率因数越高，线路电流越小，线路损耗也就越小，更加节能。目前，国内 **25W** 以下的电子式镇流器功率因数普遍较低，一般只在 **0.5~0.6** 左右，这种功率因数很低的产品不宜在工程中大量使用。而对于 **28W** 的 **T5** 管或 **36W** 的 **T8** 管所采用的电子式镇流器，由于生产标准较高，功率因数达到 **0.95** 是很普遍的，甚至较好的产品能接近 **0.99**，这些高功率因数的荧光灯产品适合在工程中大量使用。

气体放电灯配电感镇流器时通常其功率因数仅为 **0.4~0.5**，为了降低照明线路无功电流、降低线路损耗和电压损失，应在灯具内装设补偿电容以提高功率因数。大功率气体放电灯（**HID**）使用电感镇流器且数量较多时，若实现单灯无功补偿达到 **0.9** 以上有困难，也可分两步完成无功补偿：第一步，单灯功率因数达到 **0.85** 以上；第二步，在配电系统中设置集中补偿装置，使功率因数达到 **0.9** 以上。电感镇流器应选择节能型。

灯电流波峰系数为灯电流的峰值与均方根值之比。波峰系数越小，流过灯管的电流越稳定，灯管寿命越长。本标准要求其不超过 **1.7**。

IEC929 和国标《管形荧光灯用交流电子镇流器性能要求》**GB/T15144-2009** 中规定流明系

数 μ 不能低于 **0.95**。 μ 为商品镇流器输出光通量与实验室基准镇流器输出光通量之比。

3 照明设备的谐波与节能直接相关。如果大量使用高谐波的照明设备,将导致无功电流增大,增加损耗,影响电源质量。《电磁兼容 限值 谐波电流发射限值》**GB 17625.1** 中的设备分类 **C**, 规定了照明设备的谐波电流限值。

6.3.4 本条是对照明的控制要求。

1 第**1**款照明控制分区分组举例:

某会议室平面如下图所示,南侧有外窗,北侧为邻走廊的内区,东侧墙壁(或有投影幕)用于投影机放映时观看,房间内共布置**3×3=9**盏灯。如果按天然采光状况分区,从南至北**3**盏设在邻窗外区,**3**盏设在中区,**3**盏设在内区;如果结合会议室实际使用情况分区,东侧**3**盏邻投影区,中央**1**盏在主要视线区,其余**5**盏在投影低影响区(图中未涂灰部分)。

内区, 投影低影响	内区, 投影低影响	内区, 邻投影区
中区, 投影低影响	中区, 主要视线区	中区, 邻投影区
外区邻窗, 投影低影响	外区邻窗, 投影低影响	外区临窗, 邻投影区

采用普通翘板开关的控制方案举例如下:

(1) 用**2**个**3**联开关,将投影主要视线的高影响区(凸字形涂灰部分)分配出内、中、外**3**联,将投影低影响区(凹字形未涂灰部分)也分出内、中、外**3**联;

(2) 只用**1**个**3**联开关,外区邻窗一排灯用**1**联,中区和内区按是否对投影视线造成影响可以分为**2**个**L**形区域(涂灰区和未涂灰区)或**2**个矩形区域(中区和内区),这样既可实现邻窗一排单独控制,又可在播放投影时降低灯光对影像的不利影响。

开关分组结合使用情况的方案可能有多种,应选择便于使用、利于节能的灯控方案,并要求竣工时将灯具分组控制区域的名称标记在灯开关处,避免使用时频繁尝试开关缩短光源寿命。

2 第**3**款的“每个开关所控的光源数不宜多于**6**盏”是对一般灯具而言,如果是大型花灯或组合式灯具,可将较多的光源适当分组后归到适宜控制的几个开关上。

3 第**4**款的不经常有人的门厅、楼梯间、走道等场所采用就地感应控制,包括红外、雷达、声波等探测器的自动控制装置,可自动开关实现节能控制,通常推荐采用。如果采用普通荧光灯受频繁开关影响会过早损坏,因此本款条文配合《建筑照明设计标准》**GB50034**,推广更加节能的**LED**灯;另一方面对声光控延时自熄开关提出要求,在满足照明功能的同时,减少电光源通电时间,并且避免光源寿命受频繁开关影响而过早损坏、更换。但要注意医院病房大楼、中小学校及其学生宿舍、幼儿园、老年公寓、酒店等场所,出于安全考虑不宜采用就地感应控制。

4 第**5**款的人员聚集大厅主要指报告厅、观众厅、宴会厅、客运站候车(机)大厅、商场营业厅等场所。智能照明控制系统包括开关型或调光型控制,两者都可以达到节能的目的。采用智能控制系统能在满足使用功能要求的前提下通过技术手段尽可能降低照明和空调的能耗,并延长光源寿命。

5 第**8**款指根据本标准第**3.1.13**条的规定,自然采光不能满足照明要求的场所,采用导

光、反光装置等方式，将天然光引入室内，作为人工照明的补充。天然光导管、反光系统只能用于一般照明的补充，不可用于应急照明。

这些场所充分利用自然光照明，但在外界自然光不足时，室内仍然要依赖电光源照明，可以是电光源灯具提供照明，也可以是电光源通过导光管、漫射器提供照明。例如：将 **LED** 光源与导光管结合后，漫射器夜间可以根据控制要求由 **LED** 补充光通量、调节色温。因此，导光管不局限在对自然光的利用。利用好导光管照明，可以发挥自然光照明作用，节约电能，创造丰富场景，还可以将电光源发热与室内空调环境、电磁敏感环境隔离开，满足更多需求。当采用导光管时应避免管路过长或出现非钝角拐弯，电光源布置应与导光管和漫射器配合。

利用自然光照明的场所，应通过照明控制削减人工电光源耗电量，可以手动，更宜自动控制电光源的开关或进行调光控制，削减日间开灯功率、时长，降低人工照明电能消耗量。

6.4 电能监测与计量

6.4.1 过去很多项目往往在建筑能源监测与控制系统的的设计方面考虑不足，设计内容较少。本条规定将建筑能源监测与控制系统作为建筑智能化系统设计中必备的系统，为公共建筑节能工作的实施提供基本条件。

建筑完整的能源监测与控制系统涉及热力、燃气、电能、太阳能、三联供等多种能源，包括参数检测、参数与设备状态显示、自动调节与控制、工况自动转换、能量计量以及中央监控与管理等。其中，建筑能源监测系统是最基本的部分，它的组成结构一般是由监测仪表、网络、计算机硬件设备和能源监测软件等共同组成。该系统对建筑物的各种能源消耗、环境状态等参数进行连续的监测，为建筑能源管理提供数据。该系统的设计要结合通风、空调、给排水、自然光利用等各专业设计中提出的监测与控制要求进行。

6.4.2 **2011年1月1日**，由国家发改委、工信部、财政部、国资委、电监会、国家能源局六部门共同制定的《电力需求侧管理办法》正式执行。该“办法”是继**2004**年发改委联合电监会印发《加强电力需求侧管理指导意见》后，我国在电力需求侧管理工作方面又一个重要的指导性文件，针对电力需求侧提出了十六项定性或定量的管理和激励措施，其中提到“将推动并完善峰谷电价制度，鼓励低谷蓄能”等。因此，实行峰谷电价政策是电力需求侧管理的有效手段。公共建筑采用复费率电能表可以执行峰谷电价，可以通过削峰填谷的措施优化建筑用电，宏观上有利于提高整个电力系统的利用率。

本条规定电能计量“应具备实施复费率电能管理的条件”，是指对外的计费系统，以及内部分项计量系统中的每台变压器总进线对应的多功能数字仪表都应包括复费率计量功能，以便为能效管理和测评提供条件。而之后的分项计量仪表，可以根据能效管理需求确定是否需要具备该功能。

电能计量精度等其他具体规定，见《用能单位能源计量器具配备和管理通则》**GB17167**。

6.4.3 本条是对甲类和乙类建筑的低压配电系统实施分项计量的强制性条文，公共建筑分类见本标准表**3.1.1**。

建筑用电分项计量是以电能为监测对象，利用网络仪表自动对配电系统中的不同项目用电负荷电能传输的重要环节进行连续监测，通过计算机系统对电能数据进行处理后形成对能源管理有指导意义的信息库。甲类、乙类公共建筑规模大、系统多、配电容量大，非常有必要严格实施用电的分项计量，以可视化的图表方式显示能源监测信息，以便管理人员快速对比、判断、决策。

从过去很多项目上发现的一个重要问题是，与分项计量有关的规定执行力度差，配套规定也还不够细，不同项目设计差异较大。有的项目很好地执行了建科**[2008]114** 的规定，但还有很多项目仅仅是在低压系统中装了数字式计量仪表，虽能实现远传计量，但没有按规定

对用电负荷进行分项统计，每个工程项目采用的大量数字仪表监测记录的海量原始数据，难以用于能效管理，难以在不同工程之间进行横向比较，以采取节能运营措施。为了加强分项计量设计，本次规定配合分项计量必须达到的要求，对分项具体内容的规定见 **6.4.4** 条。

6.4.4 不同项目有不同特点，因此在子项名称、数量可能不同，应结合实际情况划分。

分项计量设计应注意在配电系统中准确划分用电负荷，在各级配电系统中设置满足电能分项统计要求的电力仪表、互感器、采集控制器等装置，实现准确的分项计量。

6.4.5 低压配电系统的设计对用电分项计量影响很大。本条规定强调在设计公共建筑低压配电系统的构成时，既要符合供配电相关规范要求，也要符合用电分项计量的特点，设计时应将低压配电系统与分项计量系统综合在一起考虑，低压配电系统的组成结构应有利于分项计量和管理，分项计量系统不能影响低压配电系统的安全可靠。本条中提到的第二级以下的重点监测回路，是指公共建筑内可能出现的个别楼层的功能区需要从第二级配电点配出容量较大的供电回路，应将其纳入监测的范围。

电能监测控制主机可能在该建筑内的某个管理用房内，也可能在其他建筑内，该主机可能是单独的，也可能是与其他能源系统合用的，由于该建筑需要设电能监测系统，为了满足系统实时的数据采集处理功能，电能监测仪表应具有远传通讯功能，一般情况较多采用**RS485**通讯接口，通讯协议应符合使用方的功能要求并易于扩展。由供电部门管理的电能计费总表与使用方实施电能监测自己管理的各级位置上的电能表分属两种不同的计量系统，仪表、互感器、线路等都不能合用。